

**Konzeption, Aufbau und energetische Bewertung
einer zweistufigen CO₂ – Kälteanlage zur Kältebereitstellung
in gewerblichen Normal- und Tiefkühlanlagen (Supermarkt)**

Vom Fachbereich 12 – Maschinenwesen
„Energie-, Maschinen- und Verfahrenstechnik“
an der Universität Duisburg-Essen

zur

Erlangung des akademischen Grades
Doktor - Ingenieur
genehmigte Abhandlung

von

Andreas Gernemann
aus Haltern

Essen, Juni 2003

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Fritz Steimle

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler

Vorsitzender: Prof. Dr. rer.nat. Paul Winske

Tag der mündlichen Prüfung: 23.06.2003

Die Arbeit entstand im Rahmen eines Forschungsprojektes, dass durch das

Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie
(Forschungsvorhaben Nr.: 12947 N)

gefördert wurde.

Kurzfassung

Der theoretische Teil dieser Arbeit befasst sich mit dem energetischen Vergleich von unterschiedlichen Anlagenschaltungen zur Kältebereitstellung in gewerblichen Normal- und Tiefkühlanlagen in Supermärkten beim Einsatz des natürlichen Arbeitsstoffes Kohlendioxid. Dazu wurde ein Rechenprogramm geschrieben, welches die Möglichkeit bietet, alle wichtigen Stoff- und Anlagendaten für die speziellen Prozessformen zu berechnen. Darüber hinaus können mit diesem Programm die optimalen Betriebsparameter hinsichtlich des Mittel- und Hochdrucks bestimmt werden.

Es wird gezeigt, dass das Kohlendioxid in dieser Anwendung unter bestimmten Umständen energetische Vorteile gegenüber R404A besitzt.

Um die im theoretischen Teil dieser Arbeit gemachten Aussagen zu untermauern, wurde eine zweistufige CO₂-Hochdruckkälteanlage konzipiert, aufgebaut und energetisch bewertet. In den praktischen Untersuchungen wird das energetische Verhalten der inneren und der äußeren Zwischenkühlung in der Tiefkühlung genauer untersucht. Zur Kältebereitstellung in der Tief- und Normalkühlung wurde der Versuchsstand erweitert und Untersuchungen mit zusätzlicher Mitteldruckverdampfung durchgeführt.

Die praktischen Ergebnisse an der Versuchsanlage bestätigen die energetischen Daten aus den Berechnungen im theoretischen Teil dieser Arbeit. Somit kann das Kohlendioxid unter bestimmten Voraussetzungen in der „Supermarktkälte“ als energetische und ökologische Alternative zu den bisher eingesetzten synthetischen Kältemitteln angesehen werden.

Inhaltsverzeichnis

1.	Geschichtlicher Hintergrund	1
2.	Arbeitsstoffe für Normal- und Tiefkühlanlagen	5
2.1	Synthetische Kältemittel	5
2.2	Natürliche Kältemittel	6
3.	Thermodynamik zweistufiger Kaldampfkompressionsprozesse	9
3.1	Zweistufige Anlagenschaltungen und Zwischenkühlsysteme	10
3.2	Kaskadenkälteanlagen	15
3.3	Optimierte zweistufige Anlagenschaltungen für CO ₂	17
4.	Berechnungsgrundlagen zur Bewertung zweistufiger Anlagen	23
5.	Kreisprozessberechnungen und energetische Beurteilung	29
5.1	Schematische Struktur des Berechnungsprogramms	29
5.2	Tiefkühlung mit Kohlendioxid als Arbeitsstoff	31
5.3	Tiefkühlung mit R404A als Arbeitsstoff	37
5.4	Vergleich der berechneten Leistungszahlen für die Tiefkühlung	39
5.4.1	Jahresenergetische Betrachtungsweise	43
5.5	Tief- und Normalkühlung	45
6.	Optimaler Hoch- und Mitteldruck	52
7.	Versuchsaufbau	56
8.	Versuchsdurchführung und Auswertung	72
8.1	Darstellung der Liefergrade und der isentropen Gütegrade	73
8.2	Verdichterpaarung Dorin/Bock mit äußerer Zwischenkühlung	78
8.3	Verdichterpaarung Bitzer Typ II/Bock mit äußerer Zwischenkühlung	80
8.4	Verdichterpaarung Bitzer Typ II/Bock mit innerer Zwischenkühlung	81
8.5	Verdichterpaarung Bitzer Typ O/Bock mit innerer Zwischenkühlung/ zweistufige Verdampfung	83
8.6	Abscheidegrad des Mitteldruckbehälters	84
8.7	Vergleich der Messreihen mit den Berechnungen aus Kapitel 5	86
8.8	Vergleich zwischen den ermittelten Leistungszahlen an der CO ₂ -Tiefkühlanlage mit anderen Systemen	90
9.	Zusammenfassung und Ausblick	95
10.	Literaturverzeichnis	98
11.	Anhang	

Abkürzungen

GWP	Global Warming Potential
h	spezifische Enthalpie
HD	Hochdruck
K	Kelvin
KS/s	Kilo Samples/Sekunde
M	Drehmoment
MDF	Mitteldruckflasche
\dot{m}	Massenstrom
n	Drehzahl
ND	Niederdruck
NK	Normalkühlung
P	Elektrische Leistung
p	Druck
p_H	Hochdruck
p_K	Kondensationsdruck
p_M	Mitteldruck (Druck im Mittelteil der Anlage)
p_0	Verdampfungsdruck
\dot{Q}	Wärmestrom
\dot{Q}_0	Kälteleistung
t	Temperatur
t_c	Kondensationstemperatur
t_G	Gaskühleraustrittstemperatur
t_K	Kondensationstemperatur
t_m	Thermodynamische Mitteltemperatur
t_0	Verdampfungstemperatur
t_0^*	Kühlraumtemperatur
TEWI	Total Equivalent Warming Impact
TK	Tiefkühlung
TRY	Test Reference Year
VBA	Visual Basic for Application
\dot{V}	Volumenstrom
WÜ	Wärmeübertrager
α	Wärmeübergangskoeffizient
ε	Leistungszahl
γ	Jahresarbeitszahl
η	Gütegrad der Verdichtung
κ	Isentropenexponent
ν	Gütegrad der Kälteanlage
π	Druckverhältnis
ρ	Dichte
Δp	Druckdifferenz
ΔT	Temperaturdifferenz

Indizes

A	Außenluft
C	Carnot
el	elektrisch
HDKL	Hochdruckkreislauf
HDV	Hochdruckverdichter
HT	Hochtemperaturstufe
i	innerer
is	isentrop
KA	Kälteanlage
m	mittlere
max	maximal
mech	mechanisch
NDKL	Niederdruckkreislauf
NDV	Niederdruckverdichter
opt	optimal
U	Unterkühlung
Ü	Überhitzung
WÜ	Wärmeübertrager
2_s	Zustandspunkt 2 nach isentroper Zustandsänderung
4_s	Zustandspunkt 4 nach isentroper Zustandsänderung

1. Geschichtlicher Hintergrund

Als 1882 Carl von Linde die erste „Kohlensäuremaschine“ baute und diese bei der Firma Krupp in Essen in Betrieb genommen wurde [1.1], ahnte zu diesem Zeitpunkt noch niemand, welche Höhen und Tiefen dieses natürliche Kältemittel in den nächsten 120 Jahren durchlaufen würde. Ende des 19. Jahrhunderts war das Kohlendioxid (CO_2) neben Ammoniak (NH_3) und Schwefeldioxid (SO_2) das Standardkältemittel.

In diesen Anfängen der industriellen und gewerblichen Kältetechnik wurden die CO_2 -Kälteanlagen für den unterkritischen Betrieb bis zu Kondensationstemperaturen von 30°C konzipiert. Im Jahre 1907 gab es 23 Firmen im deutschsprachigen Raum, die sich direkt mit dem Bau von Kohlendioxid-Kältemaschinen beschäftigten [1.2].

Die Druckgasenthitzung oberhalb der kritischen Isobaren von 73,773 bar (transkritische Prozessführung) stellte schon damals keine besondere Herausforderung für die Ingenieure dar. Falls das Kühlwasser zu hohe Temperaturen aufwies und somit der Enthitzungsdruck über dem kritischen Druck lag, sprach man in diesem Zusammenhang lediglich von einem „ungünstigen Betriebspunkt“. Zur Ermittlung des optimalen Hochdrucks stellte Inokuty 1928 ein zeichnerisches Verfahren vor [1.3]. Damit war es möglich geworden, transkritisch arbeitende CO_2 -Kältemaschinen mit maximaler Leistungszahl zu betreiben, ohne eine gravierende Einbuße der Kälteleistung bei hohen Kühlwassertemperaturen ($t_{\text{krit}} = 30,9782^\circ\text{C}$) zu befürchten. Als Rudolf Plank im gleichen Jahr noch Vorschläge zur Steigerung der Leistungszahl durch eine zweistufige Verdichtung mit Druckgaskühlung nach der ersten Verdichtungsstufe machte [1.4], schien der Weg frei für eine energetisch günstige Betriebsweise von Kohlendioxid-Kältemaschinen.

Im Jahre 1930 erkannten Midgley und Henne die Möglichkeit fluoridierte und chloridierte Kohlenwasserstoffe als Kältemittel einzusetzen [1.5]. Dabei bezogen sie sich auf Arbeiten von Swarts aus den Jahren 1893 und 1907 [1.6,1.7]. Ihm blieb es im Gegensatz zu Midgley und Henne versagt, die günstigen Eigenschaften der halogenierten Kohlenwasserstoffe als Kältemittel zu erkennen und deren großindustrielle Herstellung zu ermöglichen.

Somit wurden am Anfang der 30er Jahre des 20. Jahrhunderts die natürlichen Arbeitsstoffe wie das Kohlendioxid, die Kohlenwasserstoffe und das Schwefeldioxid, zugunsten der Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe (FCKW) vom Markt völlig verdrängt. Allein Ammoniak konnte sich in großen Industrieanlagen aufgrund der

hervorragenden Wärmeübertragungseigenschaften und der hohen Verdampfungsenthalpie weiterhin behaupten. Mit der Halogenierung, d. h. mit der Substitution der Wasserstoffatome des Methans und des Ethans durch Fluor-, Chlor- und/oder Bromatome, war es möglich geworden, die Eigenschaften dieser Arbeitsstoffe entscheidend zu beeinflussen. Zudem waren diese Kältemittel chemisch stabil, ungiftig und nicht brennbar, was Ihnen den Namen „Sicherheitskältemittel“ einbrachte. Die Kälte- und Klimatechnik erlebte durch diese Sicherheitskältemittel einen nie gedachten Aufschwung in Industrie, Gewerbe und Haushalt.

Im Jahre 1974 wurde durch Rowland und Molina [1.8] der Einsatz dieser Kältemittel wieder in Frage gestellt. Jahrzehntelang setzte man die FCKW in vielen Bereichen der Industrie ein. Die unkontrollierte Freisetzung großer Mengen dieser Stoffe sorgte nachweislich für den Abbau der Ozonschicht in der Stratosphäre. Genannt sei hier nur der Einsatz von FCKW als Treibmittel in Spraydosen. Auch die Kälte- und Klimabranche trug, wenn auch nur in einem geringen Maße, mit dem Einsatz der FCKW als Kältemittel zur Zerstörung der Ozonschicht bei. Dabei besitzen die verschiedenen Kältemittel unterschiedliche Zerstörungspotenziale, die mit dem sogenannten ODP-Wert (Ozon Depletion Potential) quantitativ bewertet werden.

Nachdem die negativen Auswirkungen der halogenierten Kohlenwasserstoffe auf die Umwelt von Industrie und Politik nicht länger angezweifelt werden konnten, trat 1995 die „FCKW-Halon-Verbotsverordnung“ in Kraft, welche den Ausstieg aus der Verwendung und Produktion von FCKW (z.B. R11, R12) und H-FCKW (z.B. R22) in Deutschland regelt [1.9].

Fortan forschten die Wissenschaftler fieberhaft nach Ersatzkältemitteln und wurden schnell fündig. Da sich anscheinend nur das Chlor- und das Bromatom nach Abspaltung vom ursprünglichen Molekül mit dem Ozon verbindet ($O_3 + Cl \rightarrow ClO + O_2$), wurden das Methan und das Ethan nur mit Fluoratomen voll- oder teilhalogeniert. Es entstanden die FKW (Vollhalogenierte Fluorkohlenwasserstoffe) und H-FKW (Teilhalogenierte Fluorkohlenwasserstoffe). Da die neuen Stoffe nicht immer die gewünschten Eigenschaften für das jeweilige Einsatzgebiet aufwiesen, untersuchte man binäre und tertiäre Stoffgemische (Blends). Und tatsächlich konnte somit eine neue Generation von Kältemitteln geschaffen werden, die ähnliche Eigenschaften aufweisen wie zu früherer Zeit die Standardkältemittel R11, R12 und R22. Hierzu zählen die nicht azeotropen Gemische wie R407C, R404A, R410A und das azeotrope Kältemittel R507.

Die Diskussion um die Zerstörung der Ozonschicht hatte sich gerade gelegt, da machten die Schlagwörter „Treibhausgase“ und „Klimakiller“ in den Medien die Runde [1.10]. Zwar hatte man es geschafft, Kältemittel herzustellen, die kein Ozonzerstörungspotenzial aufweisen, welche aber bei der Freisetzung in die Atmosphäre aufgrund ihrer Stoffeigenschaft in erhöhtem Maße zur Erwärmung der Erdatmosphäre beitragen. Das Maß, inwieweit ein Kältemittel zu dieser Erwärmung beiträgt, wird im sogenannten GWP-Wert (Global Warming Potential) festgehalten. Gerade Systeme mit hohen Leckageraten (Fahrzeugklimatisierung, Transportkälteanlagen, Supermarkt) gerieten vermehrt in die Kritik. Somit stehen auch die neuen, synthetischen Kältemittel wiederum auf dem ökologischen Prüfstand. Eine wissenschaftlich fundierte Diskussionsgrundlage bezüglich der negativen Auswirkungen eines Kältemittels auf die Umwelt bot sich nur mit Kenntnis der GWP-Werte aus folgendem Grund nicht: die Kälteanlage besitzt eine bestimmte Menge an Kältemittel, die über Leckagen bzw. durch Recyclingverluste zu geringen Anteilen in die Atmosphäre gelangt und somit direkt zum Treibhauseffekt beiträgt. Die Versorgung der Kälteanlage mit elektrischer Energie sorgt für einen bestimmten Ausstoß von CO₂ in den Kraftwerken. Der Betrieb der Anlage trägt somit indirekt zum Treibhauseffekt bei. Der direkte und der indirekte Anteil zum Treibhauseffekt in Kälteanlagen wird im sogenannten TEWI-Wert (Total Equivalent Warming Impact) festgehalten. In einer Reihe Veröffentlichungen werden unterschiedliche Kältemittel in verschiedenen Anwendungen bezüglich des TEWI-Wertes miteinander verglichen und diskutiert. Demnach sollte eine Kälteanlage nicht nur mit einem Kältemittel betrieben werden, welches die Forderung nach einem möglichst niedrigen GWP-Wert erfüllt, sondern ebenfalls energetisch effizient einsetzbar ist.

Aus dieser Kenntnis heraus verschafften sich Förderer der natürlichen Kältemittel, allen voran G. Lorentzen [1.11], parallel zu der Entwicklung der Ersatzkältemittel, Gehör. Staaten wie Deutschland [1.12], Schweden, Dänemark, Luxemburg und Österreich diskutieren auf politischer Ebene bereits intensiv über den Ausstieg aus der Produktion und der Verwendung von voll- und teilhalogenierten Fluor-Kohlenwasserstoffen als Kältemittel und fördern den Einsatz natürlicher Arbeitsstoffe, jedoch nicht ohne den Widerstand der USA und Japan. In dieser unsicheren politischen Lage ist die „Kohlensäure“ wieder allgegenwärtig. Aber auch andere natürliche Kältemittel, wie die Kohlenwasserstoffe, das Ammoniak und das Wasser, werden in den unterschiedlichsten Anwendungsgebieten untersucht und in

ausgeführten Anlagen bereits betrieben.

Ziel dieser Arbeit ist es, eine zweistufige Kaltdampfkompressionskälteanlage mit dem natürlichen Arbeitsstoff Kohlendioxid zu konzipieren, aufzubauen und energetisch zu bewerten. Es soll gezeigt werden, dass zur Kältebereitstellung in Supermärkten in der Tief- und Normalkühlung das CO₂ energetisch und ökologisch eine alleinige, sinnvolle Alternative sein kann. Die in dieser Arbeit vorgestellten Systeme zur Kältebereitstellung in der Tiefkühlung werden verdeutlichen, dass eine zweistufige CO₂-Kälteanlage aus jahresenergetischer Sicht äußerst effizient einsetzbar ist und der technische Aufwand (Hochdruckverdichter, Hochdruckdrossel) überschaubar bleibt. Die durchgeführten Vergleiche mit praktischen Ergebnissen von anderen Systemen und Kältemitteln werden diese Aussage untermauern. Weiterhin wurde ein System mit zusätzlicher Mitteldruckverdampfung untersucht und energetisch bewertet. Hier stehen die praktischen Erfahrungen an der Anlage im Vordergrund. Mit einem gerechtfertigten technischen Aufwand ist es somit möglich, durch den alleinigen Einsatz von Kohlendioxid Kälte in der Normal- und Tiefkühlung bereitzustellen. Als Grundlage für den Aufbau der Versuchsanlagen wurde ein Computerprogramm in der Programmiersprache VBA (Visual Basic for Application) erstellt. Hiermit werden neben den energetischen Bewertungsgrößen alle notwendigen Daten zur Auslegung eines vorher ausgewählten CO₂-Systems berechnet. Zudem können für den transkritischen Betrieb die optimalen Betriebsparameter (Mitteldruck und Hochdruck) bestimmt werden. Ein weiterer Schwerpunkt dieser Arbeit liegt in einer praktischen Regelungsstrategie solcher Anlagen bezüglich des optimalen Mittel- und Hochdrucks.

2. Arbeitsstoffe für Normal- und Tiefkühlanlagen

2.1 Synthetische Kältemittel

Nach dem Verbot der weitverbreiteten Kältemittel R502 (1995) und R22 (2000) in Normal- und Tiefkühlanlagen gemäß der FCKW-Halon-Verbotsverordnung [1.9], mussten langfristige Alternativen für diesen Anwendungsbereich gefunden werden. Wie in Kapitel 1 bereits erwähnt, wurden zu Beginn der 90er Jahre durch die Hersteller synthetischer Kältemittel intensive Untersuchungen an Stoffgemischen durchgeführt. Hier erwiesen sich binäre und tertiäre Stoffgemische aus Methan- und Ethanderivaten als erfolgsversprechend. Diese neuen synthetischen H-FKW-Mischungen (Blends) weisen bei den Einsatztemperaturen in der Normalkühlung (Verdampfungstemperaturen von 0 bis -15°C) und in der Tiefkühlung (Verdampfungstemperaturen von -28 bis -40°C) ähnliche Eigenschaften auf, wie sie von R22 und R502 bekannt sind. Insbesondere sind die moderaten Dampfdrucklagen und die chemische Neutralität gegenüber den üblicherweise eingesetzten Werkstoffen in der Kältetechnik zu nennen. Auch werden diese Kältemittel wiederum als „Sicherheitskältemittel“ bezeichnet, da sie wie ihre Vorgänger nicht brennbar und nicht toxisch sind. Einzelne Gemischkomponenten, wie z. B. R32 und R143a, sind aber sehr wohl brennbar [2.1]. Von der Vielzahl an sogenannten Blends, die in die nähere Auswahl fielen, setzten sich für diesen Temperaturbereich bis heute vier Arbeitsstoffe durch (Tabelle 2.1). Neben den Gemischen wird auch das Einstoffkältemittel R134a in der Normalkühlung bei Anlagen kleinerer und mittlerer Leistung eingesetzt.

Kältemittel	Zusammensetzung	GWP₁₀₀ [CO₂ = 1]	Isentropen- exponent <i>k</i>
R404A	R125/R143a/R134a (44/52/4 Ma.-%)	3750	1,099
R134a	----	1610	1,096
R410A	R32/R125 (50/50 Ma.-%)	1890	1,174
R507	R143a/R125 (50/50 Ma.-%)	3800	1,097
R407C	R32/R125/R134a (23/25/52 Ma.-%)	1600	1,124

Tabelle 2.1: Synthetische Kältemittel für die Normal- und Tiefkühlung

Die am häufigsten eingesetzten Kältemittel in Normal- und Tiefkühlanlagen sind derzeit das nicht azeotrope bzw. azeotrope Kältemittelgemisch R404A und R507. Es

bleibt festzuhalten, dass alle diese Kältemittel ein großes direktes Treibhauspotenzial (GWP_{100}) aufweisen. Somit wird gerade bei weitverzweigten Anlagensystemen mit Direktverdampfung (Supermarkt) ein ökologisch bedenklicher Anteil in die Atmosphäre gelangen. Die Hersteller solcher Systeme setzen daher auch indirekte Kälteanlagen ein, die mittels eines zwischengeschalteten Kälte-trägerkreislaufes die entsprechenden Kühlstellen (Truhen, Regale, Kühlräume) versorgen. Mit dieser Maßnahme kann zum einen eine hohe Dichtheit der Anlage garantiert (Werkfertigung) und zum anderen die Kältemittelfüllmenge erheblich reduziert werden. Durch diese Maßnahme erkaufte man sich aber eine schlechtere Leistungszahl bzw. Jahresarbeitszahl des Gesamtsystems. Nicht zuletzt wegen der Tatsache, dass man das Kältemittel auf den Maschinenraum begrenzen kann, setzt man wieder zunehmend Ammoniak (NH_3) in größeren Anlagen ein. Auch die brennbaren Kohlenwasserstoffe und das „klassische Kältemittel“ Kohlendioxid werden für diesen Anwendungszweck diskutiert. Eine weitere interessante Eigenschaft der synthetischen Kältemittel ergibt sich aus der Tatsache, dass alle diese Stoffe einen relativ niedrigen Isentropenexponent κ aufweisen (Vergleich Tabelle 2.1 und 2.2). Dadurch wird es möglich, auch bei tiefen Verdampfungstemperaturen um -40°C den Verdichtungsprozess einstufig durchzuführen, mit Ausnahme von R410A, was den Anlagenaufwand reduziert. Das bedeutet jedoch nicht, dass diese Kältemittel grundsätzlich energetische Vorteile gegenüber Stoffen mit hohem Isentropenexponent κ haben. Auf die Besonderheiten von speziellen Anlagenschaltungen für die unterschiedlichen Kältemittel wird ausführlich in Kapitel 5 eingegangen.

2.2 Natürliche Kältemittel

Der Einsatz natürlicher Kältemittel ist aufgrund des geringen oder nicht vorhandenen direkten Treibhauspotenzials aus ökologischer Sicht zu favorisieren, falls die Anlagen konkurrenzfähige Leistungszahlen bzw. Jahresarbeitszahlen erreichen (TEWI). Als alternative, natürliche Kältemittel für Tief- und Normalkühlanlagen können die Kohlenwasserstoffe Ethan und Propan, das Ammoniak und das Kohlendioxid zum Einsatz kommen (Tabelle 2.2). Alle diese Kältemittel besitzen einen hohen Isentropenexponenten, was schon bei niedrigen Druckverhältnissen zu extremen Verdichtungsendtemperaturen führt. Daher ist bei tiefen Verdampfungstemperaturen eine zweistufige Verdichtung zu empfehlen.

Kältemittel	Formel	GWP₁₀₀ [CO₂ = 1]	Isentropen- exponent <i>k</i>
R717	NH ₃	0	1,31
R744	CO ₂	1	1,3
R290	CH ₃ CH ₃ CH ₃	3	1,19
R170	CH ₃ CH ₃	3	1,2

Tabelle 2.2: Langfristige, alternative, natürliche Kältemittel für die Normal- und Tiefkühlung

Ammoniak

Das Ammoniak (NH₃) ist aufgrund seiner herausragenden kältetechnischen Eigenschaften auch nach der Markteinführung der „Sicherheitskältemittel“ Anfang der 30er Jahre weiterhin eingesetzt worden. Vor allen Dingen die sehr guten Wärmeübertragungseigenschaften bei der Filmkondensation und der Blasenverdampfung im Vergleich zu R12 und R22 machten das NH₃ für große Anlagen mit überfluteten Verdampfern unschlagbar [2.2]. Das Ammoniak hat jedoch drei wesentliche Nachteile. Zum einen ist es brennbar und zum anderen ab bestimmten Konzentrationen toxisch. Das eigentliche Manko ist aber der stechende Geruch bei Konzentrationen, die für den menschlichen Organismus harmlos sind. Kleinere Leckagen würden zwar sofort bemerkt, könnten aber in einer größeren Gruppe von unsachkundigen Personen eine Panik auslösen. Man spricht in diesem Zusammenhang auch von dem „nicht paniksicheren“ Kältemittel Ammoniak. Somit wird das NH₃ auch weiterhin auf Anlagen mit sekundären Kühlkreisläufen (Solekreisläufe) in Normal- und Tiefkühlanlagen beschränkt bleiben.

Kohlenwasserstoffe

Die Kohlenwasserstoffe wurden ebenfalls bereits zu Beginn des 20. Jahrhunderts in vielen Bereichen eingesetzt. Während sich im Haushaltsbereich das Iso-Butan (R600a) bewährte, wurde in großen Industrie- und Raffinerieanlagen meistens das Propan (R290) eingesetzt. Eine Anlage mit einer Füllmenge von 10 Tonnen und mehr war keine Seltenheit [2.3]. Auch die Kohlenwasserstoffe wurden durch die Einführung der synthetischen Kältemittel vom Markt verdrängt. Kohlenwasserstoffe sind im hohen Maße umweltverträglich und besitzen sowohl als Einzelkomponenten, wie auch in Form von Mischungen hervorragende kältetechnische Eigenschaften. Flacke [2.4] wies in seiner Dissertation die Möglichkeit des praktischen Einsatzes von

Propan und Ethan in einer Kälteanlage in Kaskadenschaltung nach. Während das Propan ähnliche Dampfdruckeigenschaften wie R22 aufweist, liegt der Dampfdruck des Ethans (R170) im Bereich von Kohlendioxid. Ein großer Vorteil gegenüber Kohlendioxid ist der sehr niedrige Tripelpunkt von $-183,21^{\circ}\text{C}$ [2.5]. Somit ist das Ethan ebenfalls zur Erzeugung sehr tiefer Temperaturen geeignet. Nachteilig ist jedoch die Brennbarkeit der Kohlenwasserstoffe, die den Einsatz in kältetechnischen Anlagen mit Publikumsverkehr erschweren. Daher ist auch hier, wie bei Ammoniak, der Einsatz von sekundären Kühlkreisläufen erforderlich.

Kohlendioxid

Betrachtet man den Einfluss von Kältemitteln auf den Menschen und seine Umwelt, so ist das CO_2 eigentlich das ideale Kältemittel. Es ist preisgünstig, nicht brennbar, thermisch äußerst stabil, nur in hohen Konzentrationen gesundheitsschädlich und in großen Mengen verfügbar. Aufgrund seiner Umweltneutralität ($\text{GWP}_{100} = 1$) besteht kein Grund zur Rückgewinnung und Entsorgung. Die Anlagen mit CO_2 erreichen wegen der hohen volumetrischen Kälteleistung und Dichte eine hohe Kompaktheit (Verdichter, Leitungsquerschnitte), was sich gerade bei kleineren Einzelmaschinenumlaufkreisläufen und Verbundkälteanlagen in Supermärkten positiv auf die Baugröße auswirken könnte. Zudem ist der Einsatz von CO_2 in Direktverdampfungssystemen möglich. Dadurch kann man auf indirekte Systeme und den damit verbundenen energetischen und anlagentechnischen Mehraufwand verzichten. Nachteilig sind die auftretenden Stillstands- und Betriebsdrücke. Während durch geeignete Maßnahmen, wie Ausgleichsbehälter, Druckhaltungsanlagen oder Abblasventile, der Stillstandsdruck zu beherrschen ist, müssen die Bauteile, die während des Betriebes mit dem Hochdruck (hier bis 105 bar) beaufschlagt werden (Verdichter, Gaskühler, Hochdruckdrossel), den mechanischen Belastungen standhalten. Daher wird CO_2 bisher nur in der unteren Stufe bei Kaskadensystemen (R404A/R744, R290/R744, R717/R744) in größeren Anlagen diskutiert und vereinzelt auch eingesetzt, da dort der Arbeitsdruck die in den Richtlinien zulässigen Grenzen nicht überschreitet. Auch die Verwendung als Kälte Träger findet immer mehr Anklang. Weitere Anwendungsgebiete sind die mobile Klima- und Kältetechnik (Transportkälte).

3. Thermodynamik zweistufiger Kaltdampfkompressionsprozesse

Zweistufige Kaltdampfkompressionskälteanlagen zur Kältebereitstellung in Tiefkühlanlagen werden immer dann eingesetzt, wenn mindestens eine der beiden folgenden Bedingungen erfüllt ist.

- 1. Die höchstzulässige Verdichtungsendtemperatur beim einstufigen Betrieb wird überschritten.*
- 2. Die Summe aus höheren Investitionskosten (Verdichter, Zwischenkühlung, Rohrleitungen) und niedrigeren Betriebskosten aufgrund des geringeren Energieverbrauchs der zweistufigen Anlage, ist nach einer gewählten Betriebsdauer (Amortisationszeit) niedriger als die der einstufigen Anlage.*

Das erste Kriterium stellt somit eine technische Grenze für den Einsatz einer einstufigen Kälteanlage dar. Aufgrund des großen Temperaturhubs zwischen der Verdampfungs- und der Kondensationstemperatur in Tiefkühlanlagen wird bei einer einstufigen Verdichtung mit Kältemitteln, die einen hohen Isentropenexponent κ (Ammoniak, Kohlendioxid) aufweisen, eine extreme Verdichtungsendtemperatur erreicht, was unter anderem zum Abriss des Schmierfilms führen kann. Weiterhin ist die thermische Belastung der Verdichter (Ventile, Kolben, Kolbenringe) größer und führt zu Einbußen in der Lebensdauer. Zu der thermisch höheren Belastung kommt hinzu, dass die Verdichter ein höheres Druckverhältnis π überwinden müssen. Daher wird auch die mechanische Belastung des gesamten Kurbeltriebs größer, was ebenfalls negativen Einfluss auf die Lebensdauer hat. Weiterhin hat ein steigendes Druckverhältnis einen schlechteren Liefergrad λ zur Folge. Der Verdichter muss demnach bei großen Druckverhältnissen mit einer höheren Drehzahl betrieben werden, um effektiv den gleichen Volumenstrom aus dem Verdampfer anzusaugen. Hieraus folgt ein Mehrbedarf an Energie zum Betrieb der einstufigen Anlage. Durch die Aufteilung des Verdichtungs Vorganges auf zwei Stufen, unter Verwendung einer geeigneten Zwischenkühlung des Druckgases nach der ersten Stufe, werden die gerade beschriebenen Probleme umgangen. Höhere Druckverhältnisse und die daraus resultierenden schlechteren Liefergrade haben jedoch nicht direkt den Einsatz von zweistufigen Anlagen zur Folge. Entscheidend ist neben dem energetischen Gesichtspunkt auch der ökonomische Aspekt, wie es das oben

aufgeführte zweite Einsatzkriterium beschreibt. Für den Betreiber der Anlage ist es wichtig, den Mehraufwand an Investitionskosten durch geringere Betriebskosten über die Lebensdauer der Anlage wieder einzufahren. Oftmals darf die Amortisationszeit der Anlage nur wenige Jahre betragen (Gewinnmaximierung), was den Einsatz zweistufiger Anlagen erschwert. Die Kältemittel R507 und R404A werden auch aufgrund dieser Tatsache vorwiegend in einstufigen Anlagen betrieben.

3.1 Zweistufige Anlagenschaltungen und Zwischenkühlsysteme

Zweistufige Anlagen werden in einer Vielzahl von Schaltungsvarianten ausgeführt. Daher können hier nicht alle Möglichkeiten genannt werden. Ziel soll es sein, die wesentlichen Merkmale der unterschiedlichen Zwischenkühlsysteme darzustellen und deren Auswirkungen auf das energetische Verhalten zunächst qualitativ zu beschreiben. Ein genauerer quantitativer Vergleich zwischen den unterschiedlichen Schaltungen mit den Kältemitteln R404A und CO₂ folgt in Kapitel 5.

Die Abbildungen 3.1 bis 3.4 zeigen unterschiedliche zweistufige Anlagenschaltungen, die im weiteren Verlauf näher erläutert werden. Alle dargestellten Prozesse unterscheiden sich in der Hauptsache nur vom eingesetzten Zwischenkühlsystem. Grundsätzlich besitzen alle Varianten 5 Hauptelemente. Als erstes Hauptelement ist die zweistufige Verdichtung zu nennen. Dabei ist es nicht zwingend erforderlich, wie dargestellt, die Verdichtung auf zwei getrennte Kompressoren mit separaten Motoren aufzuteilen. Es ist durchaus üblich, beide Verdichtungsstufen in einem Verdichtergehäuse unterzubringen, um somit eine sehr kompakte Bauweise der Gesamtanlage zu gewährleisten. Die Geometrie der Zylinder ist dann an die jeweiligen Einsatzbedingungen und an das Kältemittel anzupassen (Hubkolben). Das zweite und dritte Hauptelement stellen die beiden Wärmeübertrager zur Wärmeaufnahme im Verdampfer und Wärmeabgabe im Enthitzer dar. Da es sich in Supermärkten im Normalfall um luftgekühlte Anlagen handelt, sind diese in den Abbildungen 3.1 bis 3.4 mit dem entsprechenden Symbol gekennzeichnet. Weiterhin ist zur Drosselung des Kältemittels vom Kondensationsdruck auf den Verdampfungsdruck mindestens ein Expansionsventil notwendig (vierte Hauptelement). Diese befinden sich direkt an den unterschiedlichen Kühlstellen und arbeiten dort als Überhitzungsregler. Alle anderen Bauteile sind dem fünften Hauptelement, dem Zwischenkühlsystem, zuzuordnen.

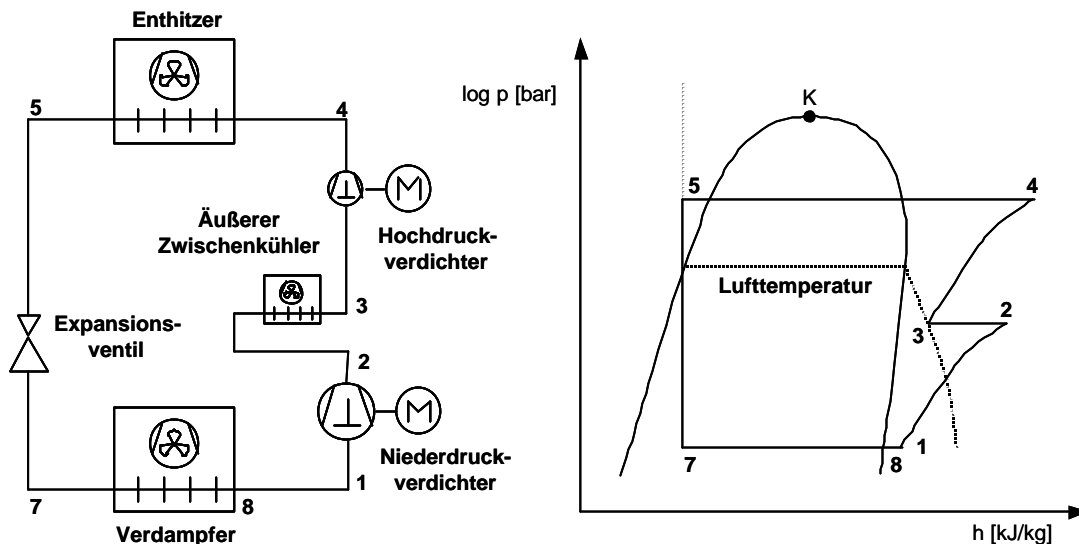


Abb. 3.1: Zweistufiger Prozess mit äußerer Zwischenkühlung und einstufiger Expansion

Die Abbildung 3.1 zeigt schematisch einen zweistufigen Prozess mit äußerer Zwischenkühlung und einer einstufigen Expansion mit den entsprechenden Zustandsänderungen im $\log p, h$ -Diagramm. Dieses Zwischenkühlsystem ist eine einfache, aber sehr effektive Art der Kühlung des Druckgases aus der Niederdruckstufe mittels Luft oder Wasser mit Umgebungstemperatur. Vor allem aufgrund niedrigerer Investitionskosten wird in Supermärkten fast ausschließlich die Luft als Kühlmedium eingesetzt. Die Abkühlung des Druckgases kann maximal bis auf die Lufttemperatur (gestrichelte Linie) erfolgen, was aber in den meisten Fällen ausreicht, um eine hohe Verdichtungsendtemperatur nach der zweiten Stufe zu vermeiden. Ein großer Vorteil dieser Zwischenkühlung ist die Tatsache, dass die abgeführte Wärmemenge im Zwischenkühler den Hochdruckkreislauf nicht zusätzlich belastet, was sich für diese Anlagenkonfiguration effektiv in einem geringeren Ansaugvolumenstrom in der Hochdruckstufe widerspiegelt. Es stellt sich jedoch die Frage, ob nach der ersten Verdichtungsstufe so hohe Gastemperaturen erreicht werden, dass eine Zwischenkühlung mittels Luft erst sinnvoll ist. Für die natürlichen Kältemittel Ammoniak und Kohlendioxid, mit deren hohen Werten des Isentropenexponenten, steht dies außer Frage. Im Gegensatz dazu bleibt für die Kältemittel R404A, R507 und R134a festzuhalten, dass es zu keiner ausreichenden Druckgastemperatur nach der ersten Verdichtungsstufe kommt und somit eine äußere Zwischenkühlung nicht praktikabel ist. Bei den Kältemitteln, deren Werte des Isentropenexponenten zwischen den genannten Kältemitteln liegen, ist die Frage nicht eindeutig zu beantworten. Hier kommt es darauf an, wie stark die Überhitzung

vor Eintritt in den Verdichter ist und inwieweit sauggasgekühlte Verdichter zur Anwendung kommen. Ein bekannter Vertreter dieser Gruppe ist das mittlerweile in Neuanlagen verbotene H-FCKW R22 ($\kappa = 1,168$).

Für Tiefkühlanlagen reagierte die Kältemittelindustrie auf dieses Problem mit der Herstellung eines Blends. Zur Herstellung mischte man dem Standardkältemittel R22 (Chlordifluormethan) kurzerhand R115 (2-Chlor-1-1-1-2-2-Pentafluoräthan) bei, was zu dem allseits bekannten und eingesetzten Kältemittel R502 (48.8 Ma.-% R22; 51.2 Ma.-% R115) führte. Somit war es möglich geworden, Tiefkühlanlagen mit sauggasgekühlten Halbhermetik-Verdichtern einstufig auszuführen.

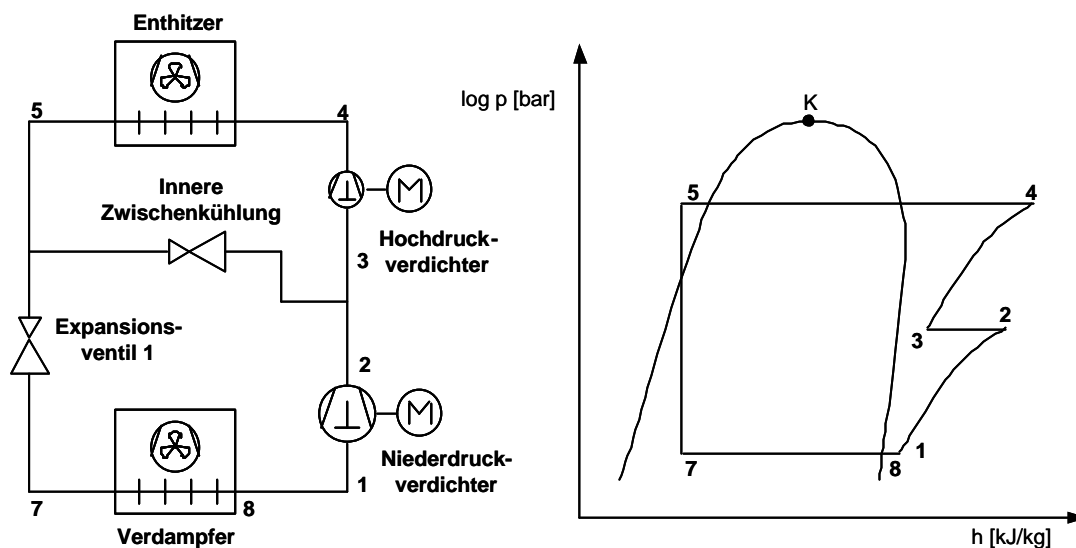


Abb. 3.2: Zweistufiger Prozess mit innerer Zwischenkühlung und einstufiger Expansion

Eine weitere, einfache Möglichkeit zur Zwischenkühlung ist das Einspritzen von Kältemittel zwischen den beiden Druckstufen mittels eines weiteren Expansionsventils (innere Zwischenkühlung). Das Druckgas aus der ersten Stufe kann somit bis auf die zum Mitteldruck gehörende Sättigungstemperatur abgekühlt werden. Ratsam ist es jedoch, das Expansionsventil als Überhitzungsregler einzusetzen, damit nicht unnötig Kältemitteltropfen in den Verdichter gelangen. Wird auf eine Überhitzung verzichtet, muss mit einem Tropfenabscheider oder genügend langen Kältemittelleitungen das Eindringen der Tropfen verhindert werden. Während die äußere Zwischenkühlung unabhängig vom Kältemittel energetisch immer Vorteile bietet, sollte der Einsatz der inneren Zwischenkühlung mit Umsicht erfolgen. Bei Kältemitteln mit niedrigen spezifischen Verdampfungsenthalpien muss je nach Betriebsbedingungen im Verhältnis zum Massenstrom des Niederdruckkreislaufes sehr viel Kältemittel eingespritzt werden. Dadurch wird zwar die gewünschte

Zwischenkühlung erreicht, der abgezeigte Massenstrom fehlt jedoch zur eigentlichen Kältebereitstellung im Verdampfer, was unter Umständen die Leistungszahl negativ beeinflusst [3.1]. Die Kältemittel mit hohen spezifischen Verdampfungsenthalpien, wie Ammoniak oder Wasser, sind prädestiniert für den Einsatz in Systemen mit innerer Zwischenkühlung. Alle für den Einsatz in Supermärkten favorisierten, synthetischen Kältemittel weisen niedrige Verdampfungsenthalpien auf und sind somit qualitativ für Systeme mit innerer Zwischenkühlung als nicht geeignet zu bewerten. Dies gilt auch für die natürlichen Kältemittel Kohlendioxid und Propan.

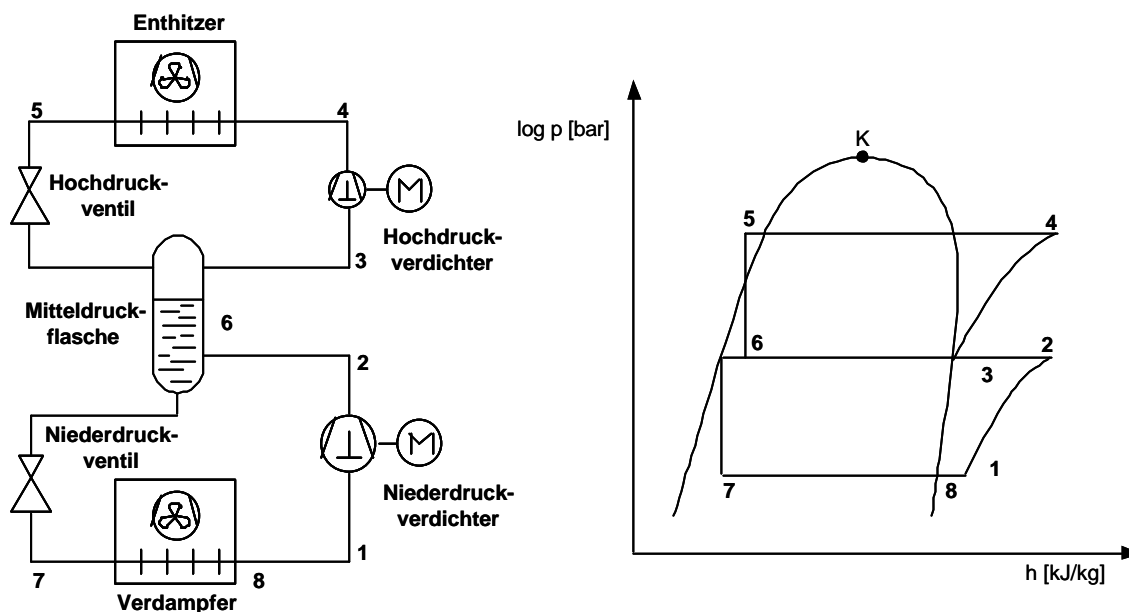


Abb. 3.3: Zweistufiger Prozess mit zweistufiger Expansion und innerer Zwischenkühlung durch eine offene Mitteldruckflasche

Die energetisch wirkungsvollste Lösung für ein zweistufiges System mit innerer Zwischenkühlung ist in Abbildung 3.3 dargestellt. Hier handelt sich um eine Anlagenschaltung mit einer sogenannten „offenen Mitteldruckflasche“. Das Druckgas aus der ersten Stufe wird direkt in die Mitteldruckflasche geführt, wo es die gesamte Überhitzungswärme durch die Verdampfung von Kältemittel abführen kann. Weiterhin wird die aus dem Enthitzer kommende Flüssigkeit zunächst bis auf den Mitteldruck gedrosselt. In der Mitteldruckflasche wird dann eine Separation von Flüssigkeits- und Gasphase durchgeführt. Der gasförmige Anteil (Flashgas) bildet zusammen mit dem Dampfanteil zur Abfuhr der Überhitzungswärme den Hochdruckmassenstrom. Der Vorteil besteht eigentlich nur in der zweistufigen Drosselung des Kältemittels. Der zwangsläufig entstehende Dampfanteil bei der Expansion des flüssigen Kältemittels wird nicht während des gesamten

Expansionsvorganges mitgeführt. Somit kann man die Drosselverluste reduzieren [3.1]. Während das sogenannte „Flash Gas Removal“ bei jedem Kältemittel energetische Vorteile bietet, ist die Abkühlung des Druckgases durch verdampfendes Kältemittel in der Mitteldruckflasche, wie bereits erwähnt, nur bei Kältemitteln mit hohen Verdampfungsenthalpien sinnvoll. Nicht ohne Grund ist das Ammoniak für eine solche Anlagenschaltung besonders geeignet. Zudem bietet diese Anlagenschaltung die Möglichkeit, aus der Mitteldruckflasche gesättigte Flüssigkeit abziehen und diese auf Mitteldruckniveau zu verdampfen. Das führt, wie im praktischen Teil dieser Arbeit noch gezeigt wird, gerade beim Einsatz von CO_2 zu einem sehr kompakten Anlagenaufbau. Ob die zweistufige Expansion mit Mitteldruckabscheider energetisch soviel Einsparpotenzial in sich birgt, als dass sich der finanzielle Mehraufwand (Expansionsventil, Mitteldruckflasche) überhaupt rentiert, kann nur für größere Systeme positiv beantwortet werden.

Auch hier sei wieder auf die speziellen Verhältnisse in einem Supermarkt verwiesen. Durch das Vorhandensein von zwei Temperaturniveaus ist es möglich, das flüssige Kältemittel in der Tiefkühlung durch Einspritzen von flüssigem Kältemittel aus der Normalkühlung stark zu unterkühlen (R404A, R507). Eine Drosselung in zwei Stufen würde nur einen geringen energetischen Effekt bringen, da durch die starke Unterkühlung des Kältemittels der Dampfanteil nach der Drosselung gering ist. Somit ist der vorwiegende Einsatz von einstufigen Anlagen in der Supermarktkälte logisch nachzuvollziehen. Sollten doch zweistufige Anlagen in Betracht kommen, wird die Schaltung nach Abbildung 3.4 ausgeführt. Sie zeigt einen zweistufigen Prozess mit einstufiger Expansion und zusätzlicher Unterkühlung des flüssigen Kältemittels aus dem Kondensator. Die Unterkühlung des Kältemittels kann maximal bis auf die zum Mitteldruck gehörende Sättigungstemperatur erfolgen. In der Praxis ist eine Temperaturdifferenz von 10-15 K üblich. Durch diese Maßnahme werden die hohen Drosselverluste bei der Expansion von R404A und R507 gegenüber dem einstufigen Betrieb deutlich reduziert und dadurch die Leistungszahl des Kreisprozesses erheblich gesteigert. Eigentlich ist diese Schaltungsart nichts anderes als das zuvor beschriebene „Flash Gas Removal“ in einem offenen Mitteldruckabscheider, denn es wird ein Teil des Kältemittels verdampft, um die Flüssigkeit zu kühlen. Der energetische Nachteil resultiert aus dem Temperaturabstand bei der Wärmeübertragung.

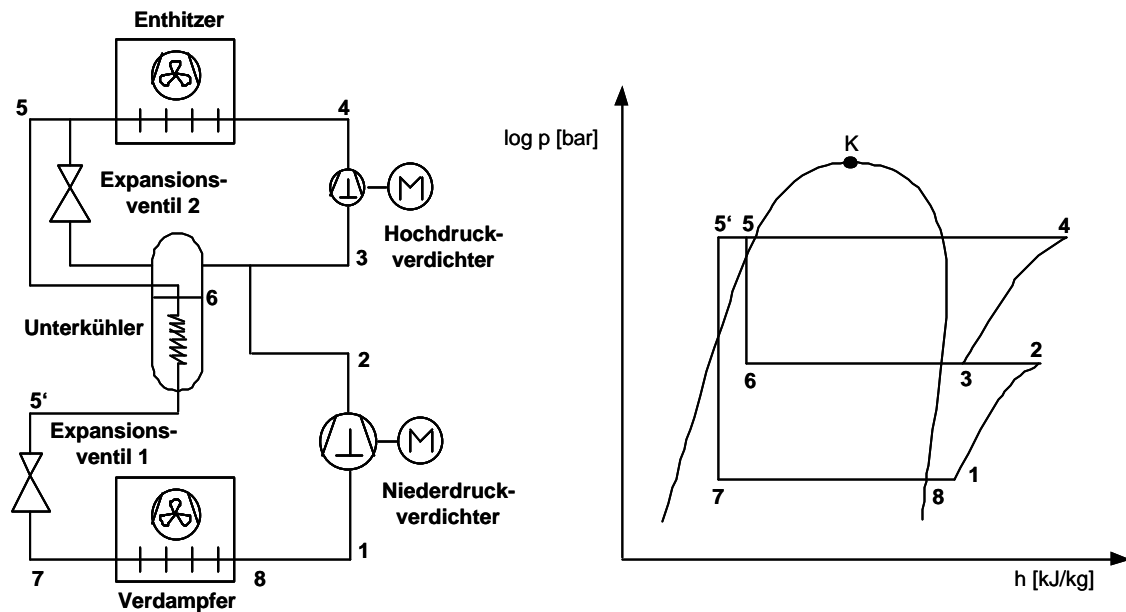


Abb. 3.4: Zweistufiger Prozess mit einstufiger Expansion und innerer Zwischenkühlung durch eine geschlossene Mitteldruckflasche

Da die unterkühlte Flüssigkeit weiterhin unter Kondensationsdruck steht, kommt es zu keiner Vorverdampfung an den Kühlstellen. Dies ist gerade in Supermärkten mit langen Kältemittelleitungen zu den Verbrauchern von Vorteil.

3.2 Kaskadenkälteanlagen

Eine andere Möglichkeit, einen hohen Temperaturhub auf mehrere Stufen aufzuteilen, besteht in Form einer Kaskadenkälteanlage. Im Bereich der Supermarktkälte sind lediglich zwei Druckstufen notwendig. Die Abbildung 3.5 zeigt den schematischen Aufbau einer solchen Anlage, die aus zwei voneinander getrennten Kältemittelkreisläufen besteht. Somit ist die Möglichkeit gegeben, zwei unterschiedliche Kältemittel mit günstigen thermophysikalischen Eigenschaften in den verschiedenen Temperaturbereichen einzusetzen. Im Gegensatz zu den in Kapitel 3.1 beschriebenen zweistufigen Prozessen mit zweistufiger Expansion unterscheidet sich dieser durch den Einsatz des Kaskadenwärmeübertragers. Hier wird das Kältemittel aus der Niedertemperaturstufe durch vollständiges Verdampfen des Hochtemperaturkältemittels kondensiert. Zur Abfuhr der Kondensationswärme der Niedertemperaturstufe im Wärmeübertrager stellt sich je nach Güte der Wärmeübertragung ein Temperaturabstand $\Delta T_{WÜ}$ zwischen der Verdampfungstemperatur der Hochtemperaturstufe und der Kondensationstemperatur der Niedertemperaturstufe ein. Dieser Temperaturabstand ist ein wichtiger Faktor für die

energetische Effizienz der Kälteanlage. Bei sehr gut ausgeführten Anlagen und optimalen Betriebsbedingungen (Massenstromverhältnisse, optimales Temperaturniveau) können mittlere Temperaturabstände von 3 Kelvin erzielt werden. Problematisch ist jedoch, dass es bedingt durch diesen niedrigen Temperaturabstand mitunter zu keiner ausreichenden Unterkühlung des Kältemittels kommt. Dies führt zu Vorverdampfung in den Rohrleitungen und dadurch zu einem unbefriedigenden Regelverhalten und erhöhten Verschleißerscheinungen der Expansionsventile.

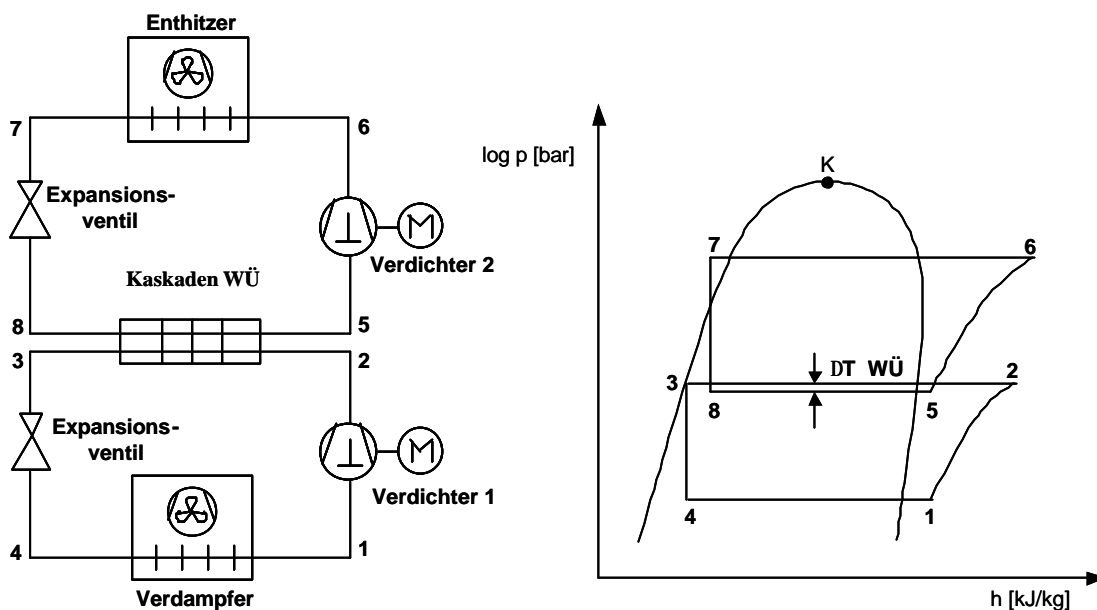


Abb. 3.5: Kaskadenschaltung

Durch Anhebung des mittleren Temperaturabstandes im Kaskadenwärmeübertrager von 3 auf 5-7 Kelvin wird eine mögliche Vorverdampfung zwar vermieden, die Verschlechterung der Leistungszahl der Kälteanlage ist aber erheblich [2.3]. Durch den Einsatz eines inneren Wärmeübertragers kann eine weitere Unterkühlung des Kältemittels in der Niedertemperaturstufe erzielt werden, was aber zusätzliche Bauteile und einen höheren saugseitigen Druckabfall bedeuten.

Wie bereits erwähnt, können durch die Trennung der Kältemittelkreisläufe unterschiedliche Kältemittel eingesetzt werden. Gerade das CO_2 bietet für die untere Temperaturstufe zur Tiefkühlung in Supermärkten ideale Voraussetzungen. Hier sind bereits ausgeführte Anlagen im Betrieb [3.2,3.3]. Die ersten Ergebnisse zeigen deutlich, dass sich das CO_2 in der Tiefkühlung etablieren wird.

Für die obere Temperaturstufe stehen momentan als natürliche Kältemittel nur Ammoniak und Propan zur Verfügung. Beide Arbeitsstoffe können jedoch aufgrund

ihres Gefährdungspotenzials nicht in Direktverdampfungsanlagen eingesetzt werden, was den Einsatz von Kälteträgern erforderlich macht. Dies erhöht den Kosten- und Energieaufwand [3.2,3.3,3.4]. Somit wird bisher nur R404A, R507 oder R134a in der Normalkühlung eingesetzt. Hieraus wird ersichtlich, wie interessant der Einsatz von Kohlendioxid unter bestimmten Voraussetzungen auch in der Normalkühlung sein kann.

3.3 Optimierte zweistufige Anlagenschaltungen für CO₂

In Kapitel 3.1 wurden Anlagenschaltungen mit unterschiedlichen Zwischenkühlsystemen qualitativ bewertet. Aus energetischer Sicht ist die Anlagenschaltung nach Abbildung 3.3 (offener Mitteldruckbehälter) für alle Kältemittel am günstigsten. Sie kommt aber bei den bisher eingesetzten Kältemitteln (R404A, R507) nicht zum Einsatz, da sie gegenüber der Schaltung in Abbildung 3.4 nur leichte Vorteile besitzt. Die Variante mit einem offenen Mitteldruckabscheider erhöht für die synthetischen Kältemittel die Investitionskosten, da eine Reduzierung der Drosselverluste auch durch eine starke Unterkühlung mittels eines Plattenwärmeübertragers realisiert werden kann. Zudem wird für einen solchen Anlagentyp eine größere Kältemittelfüllmenge notwendig, was sich neben den Investitionskosten auch negativ auf den TEWI-Wert auswirkt. Für Kohlendioxid bietet jedoch das System mit Mitteldruckabscheider einige Vorteile. Beide Temperaturniveaus können mit einem kompakten Anlagenaufbau bedient werden. Der Mitteldruckabscheider könnte gleichzeitig als Saugverteiler für die Hochdruckverdichter dienen, was dann den anlagentechnischen Aufwand durch zusätzliche Behälter gegenüber einer R404A-Anlage zumindest nicht erhöhen würde. Durch den Einsatz einer zweistufigen Drosselung können für alle Kühlstellen standardisierte Expansionsventile eingesetzt werden. Lediglich die Hochdruckdrossel muss für die hohen Drücke ($p_{\max} = 105 \text{ bar}$) und Druckdifferenzen ($\Delta p_{\max} = 70 \text{ bar}$) konzipiert werden. Das Hochdruckventil ist neben dem Hochdruckverdichter das „kritische Bauteil“ der Anlage, da es den größten mechanischen Belastungen ausgesetzt ist. Der Aufbau des Enthitzers unterscheidet sich aufgrund der geringen Rohrdurchmesser rein äußerlich kaum von konventionellen Kondensatoren und ist vergleichsweise einfach zu fertigen. An der Entwicklung von Hochdruckverdichtern wird von Seiten einiger Verdichterhersteller intensiv gearbeitet. Somit kann in den nächsten Jahren auf einen breiten Erfahrungsschatz zurückgegriffen werden, was gerade im sensiblen Bereich der

Supermarktkälte von Bedeutung ist. Auf Grundlage der bisher beschriebenen technischen Gegebenheiten wurde die Anlagenschaltung nach Abbildung 3.3 als Basis für eine weitere, genauere Analyse festgelegt. Durch den sinnvollen Einsatz weiterer Komponenten, wie die Zwischenkühlung und der innere Wärmeübertrager, werden die Leistungszahlen gesteigert und betriebstechnische Vorteile erzielt. Die im weiteren Verlauf aufgezeigten, optimierten Anlagenschaltungen für CO₂ werden in Kapitel 5 mit einer konventionellen, zweistufigen Kälteanlage mit R404A energetisch verglichen, wobei die CO₂-spezifischen Vorteile, wie die höheren Verdampfungstemperaturen und die besseren Verdichterwirkungsgrade, mit einfließen.

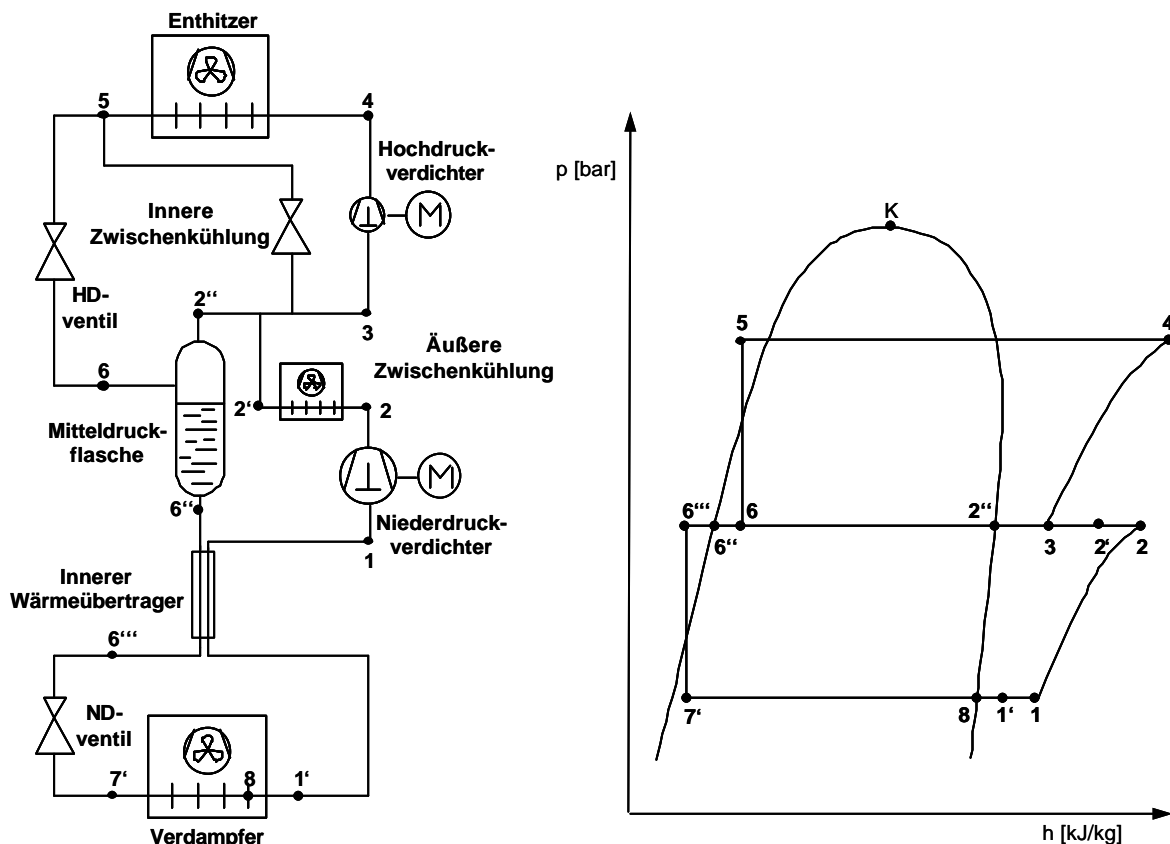


Abb. 3.6: Anlagenschaltung für den Tiefkühleinsatz mit CO₂ als Kältemittel

Die Abbildung 3.6 zeigt eine optimierte Anlagenschaltung und den Verlauf der Zustandsänderungen im p,h-Diagramm für den Einsatz von Kohlendioxid in der Tiefkühlung. Die einzelnen Zustandsänderungen und die dazu notwendigen Bauteile werden im weiteren Verlauf näher erläutert. Im Vergleich zur Anlagenschaltung nach Abbildung 3.3 sind der innere Wärmeübertrager im Niederdruckkreislauf, die äußere und die innere Zwischenkühlung (Nacheinspritzung) hinzugekommen. Ausgehend vom Zustandspunkt 1 wird das überhitzte Gas aus dem Verdampfer durch den Niederdruckverdichter auf den Mitteldruck (Punkt 2) komprimiert. Schon bei

moderaten Druckverhältnissen wird, bedingt durch den hohen Isentropenexponenten, eine hohe Verdichtungsendtemperatur erreicht. Um die optimalen Leistungszahlen bei hohen Außenlufttemperaturen zu erzielen, müssen Mitteldrücke bis zu 43 bar angefahren werden. Somit beträgt die Verdichtungsendtemperatur, auch mit den sehr guten Verdichterwirkungsgraden, je nach Überhitzung des Sauggases bis zu 100°C. Daher ist der Einsatz eines äußeren Zwischenkühlers energetisch sinnvoll. Dieser kühlt das Druckgas aus dem Niederdruckverdichter bis auf den Zustandspunkt 2' ab. Bei gut ausgelegten, luftgekühlten Zwischenkühlern ist eine Temperaturdifferenz zwischen der Lufteintrittstemperatur und der Gasaustrittstemperatur aus dem Zwischenkühler bei CO₂ von 3 Kelvin möglich. Somit kann eine nicht unerhebliche Wärmemenge, die den Hochdruckkreislauf zusätzlich belasten würde, schon vorher abgeführt werden. Außerdem macht die äußere Zwischenkühlung den Einsatz von kostengünstigeren, sauggasgekühlten Halbhermetik-Verdichtern bei Verdampfungstemperaturen um -35°C möglich. Durch den sehr flachen Verlauf der Isentropen kommt es durch die Aufheizung des Sauggases im Motor zwar zu schlechteren Verdichterwirkungsgraden, die zusätzliche Wärme kann aber über den Zwischenkühler wieder abgegeben werden. Wird der Zwischenkühler nicht installiert, wäre ein schlechterer Verdichterwirkungsgrad der Niederdruckstufe und ein höherer Massenstrom für die Hochdruckstufe als Folge der erhöhten Kältemitelein-spritzung festzustellen. Gegen den Einsatz eines solchen äußeren Zwischenkühlers spricht die Tatsache, dass neben einem weiteren Bauteil zusätzliche Kältemittelleitungen gelegt werden müssten.

Nachdem das Gas den Zwischenkühler verlassen hat, mischt es sich mit dem Dampfanteil (Punkt 2'') aus dem Drosselvorgang zwischen Hoch- und Mitteldruck. Beide Enthalpieströme legen zunächst den Ansaugzustand für die Hochdruckstufe (Punkt 3) fest. Möchte man aus Gründen der Investitionskosten auf die äußere Zwischenkühlung verzichten, ist der Einsatz einer inneren Zwischenkühlung mittels eines zusätzlichen Expansionsventils möglich. Wie noch in den Berechnungen in Kapitel 5 gezeigt wird, ist der Prozess mit innerer Zwischenkühlung energetisch ungünstiger. Er ist aber nur bei hohen Lufttemperaturen und damit verbundenen hohen Mitteldrücken wesentlich schlechter, da dann sehr viel Kältemittel zur Kühlung des Druckgases aus der ersten Stufe eingespritzt werden muss. Über das gesamte Jahr gesehen ist die innere Zwischenkühlung aber nicht soviel schlechter, als dass

der Einsatz aus wirtschaftlichen Gründen nicht in Erwägung gezogen werden könnte. Allein durch den Mischvorgang des Flashgases (Punkt 2'') aus der Mitteldruckflasche mit dem Druckgas aus der ersten Stufe kommt es zu einer merklichen Abkühlung, so dass bei moderaten Mitteldrücken nur verhältnismäßig wenig verdampfendes Kältemittel benötigt wird. Zudem ist eine genaue Sauggasüberhitzung für den Hochdruckverdichter durch einen Überhitzungsregler möglich. Auch die praktischen Untersuchungen an der ausgeführten Anlage (vgl. Kapitel 8) unterstützen die hier gemachte Aussage.

Wie der Abbildung 3.6 zu entnehmen ist, wird das Kältemittel aus der Niederdruckstufe nicht durch den Mitteldruckbehälter geführt. Diese Fahrweise der Anlage hat einige betriebstechnische Vorteile, die in Kapitel 7 näher erläutert werden. Der Hochdruckverdichter saugt das überhitzte Gas (Punkt 3) an und verdichtet es auf den Hochdruck (Punkt 4), bevor es in den Enthitzer eintritt. Dieser fungiert während der überwiegenden Zeit des Jahres als konventioneller Kondensator. Nur an wenigen Wochen des Jahres (Wetterstation Essen) arbeitet der Prozess transkritisch, und die isobare Wärmeabgabe erfolgt bei stetiger Temperaturänderung. Daher ist auch der Prozess im p,h -Diagramm unterkritisch dargestellt. Nach der Enthitzung des Gases auf den Zustandspunkt 5 wird die unterkühlte Flüssigkeit bzw. das Hochdruckfluid auf den Mitteldruck gedrosselt (Punkt 6). Dabei entsteht je nach Mitteldruck ein nicht unerheblicher Dampfanteil, der in der Mitteldruckflasche von der Flüssigkeit separiert wird. Der Sattedampf wird am Kopf des Abscheiders von der Hochdruckstufe wieder angesaugt und mischt sich mit dem Druckgas aus der ersten Stufe. Die gesättigte Flüssigkeit (Punkt 6'') wird am Boden der Mitteldruckflasche abgezogen und über einen inneren Wärmeübertrager geführt. Hier findet eine Unterkühlung der Flüssigkeit (Punkt 6''') durch das überhitzte Sauggas (Punkt 1') aus der Niederdruckstufe statt. Der innere Wärmeübertrager hat energetisch keinen positiven Effekt auf die Leistungszahl der Anlage [2.4], sondern nur einen betriebstechnischen Vorteil. Durch eine Unterkühlung der Flüssigkeit wird eine Vorverdampfung bis zu den Kühlstellen vermieden, was die Regeleigenschaft verbessert und die Lebensdauer der Expansionsventile erhöht. Allerdings muss beim Einsatz eines inneren Wärmeübertragers auf die Überhitzung des Sauggases (Punkt 1) geachtet werden. Werden neben dem inneren Wärmeübertrager zusätzlich sauggasgekühlte Verdichter eingesetzt, kann es zu einer starken Aufheizung des Sauggases kommen, die dann den Wirkungsgrad der Niederdruckverdichtung enorm verschlechtert. Somit

sollte nur soweit unterkühlt werden, wie es für eine einwandfreie Funktion der Überhitzungsregler notwendig ist. Die unterkühlte Flüssigkeit (Punkt 6''') wird von der Niederdruckdrossel auf den Verdampfungsdruck entspannt. Nach der vollständigen Verdampfung (Punkt 8), der anschließenden Überhitzung des Sauggases (Punkt 1') und der zusätzlichen Überhitzung durch den inneren Wärmeübertrager (Punkt 1) wird das Kältemittel vom Niederdruckverdichter wieder angesaugt. Eine Alternative zum inneren Wärmeübertrager ist der Einsatz einer Kältemittelpumpe, die die gesättigte Flüssigkeit zu den Verbrauchern transportiert und die Druckabfälle in den Rohrleitungen kompensiert. Dadurch kann die zusätzliche Überhitzung durch den inneren Wärmeübertrager vermieden werden. Der Mehraufwand an Investitionskosten wird aber nur bei größeren Anlagen gerechtfertigt sein. Man kann auch auf den Einsatz einer Pumpe bzw. eines Inneren Wärmeübertragers völlig verzichten, denn die Druckdifferenz zwischen dem Mittel- und Verdampfungsdruck ist groß genug (18 bar), um den Transport der siedenden Flüssigkeit zu den Kühlstellen sicher zu stellen. Was aber bleibt, ist die Frage nach der Lebensdauer, Regelbarkeit und Größe der Expansionsventile in den Kühlmöbeln. Die Abbildung 3.7 zeigt eine mögliche Anlagenschaltung für den Normal- und Tiefkühleinsatz. Im Vergleich zu der Abbildung 3.6 sind die Kältemittelpumpe, das Stellventil und der NK-Verdampfer hinzugekommen. Alle diese Bauteile werden mit dem Mitteldruck beaufschlagt, so dass der Einsatz konventioneller Komponenten möglich ist. Die Kältemittelpumpe fördert die gesättigte Flüssigkeit vom Zustandspunkt 6'' zu den NK-Verbrauchern. Da sich der gesamte Kreislauf auf einem Druckniveau befindet, ist der Einsatz einer Kältemittelpumpe erforderlich, um den auftretenden Druckabfall in den Rohrleitungen und im Stellventil zu kompensieren. Die Stellventile an den Kühlstellen sollten nach Möglichkeit einen sehr geringen Druckabfall aufweisen, um den Vordruck und damit die Leistungsaufnahme der Pumpe nicht unnötig zu erhöhen. Nach der vollständigen Verdampfung des Kältemittels wird der Dampfstrom direkt in die Saugleitung oder in die Mitteldruckflasche geführt. Der Einsatz eines äußeren Zwischenkühlers ist bei Gegenwart einer Normalkühlanlage nicht erforderlich. Die Kälteleistung der Normalkühlung ist in der Regel um ein Vielfaches höher als die Kälteleistung in der Tiefkühlung (2-4fache).

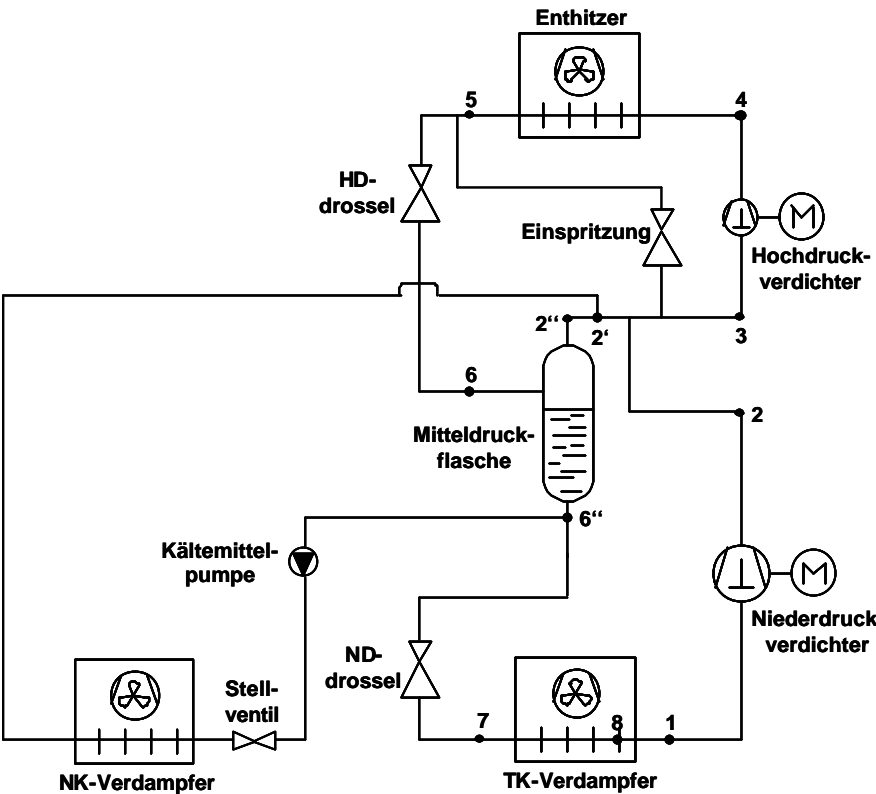


Abb. 3.7: Anlagenschaltung für den Tief- und Normalkühleinsatz mit CO₂ als Kältemittel

Falls der angesaugte Massenstrom aus der Normalkühlung nicht zu stark überhitzt wird (8-10 Kelvin), kommt es durch den Mischvorgang der drei Massenströme (Flashgas aus dem Expansionsvorgang, Druckgas aus der ersten Stufe, verdampftes und leicht überhitztes Kältemittel aus der NK-Kühlung) zu einer ausreichenden Kühlung des Druckgases aus der Niederdruckstufe. Aus Sicherheitsgründen ist noch eine Nacheinspritzung vorzusehen. Somit entsteht ein sehr kompakter Anlagenaufbau zur Bereitstellung von Kälte in der Normal- und Tieftkühlung. Der zusätzliche Aufwand zur effektiven Ölabscheidung wird in Kapitel 7 beschrieben.

4. Berechnungsgrundlagen zur Bewertung zweistufiger Anlagen

Kälteleistung, Leistungszahlen

In Kapitel 4 werden alle notwendigen mathematischen Gleichungen zur energetischen Bewertung der Anlage und zur betriebstechnischen Beurteilung von einzelnen Bauteilen aufgeführt. Als Grundlage für die Bezeichnung der Zustandspunkte dient die Abbildung 3.6.

Die Leistungszahl einer Kälteanlage ist definiert als der Quotient von „Nutzen“ zu „Aufwand“. Der Nutzen der Kälteanlage ist die im Verdampfer zur Verfügung stehende Kälteleistung, während der Aufwand in der zum Betrieb notwendigen elektrischen Leistungsaufnahme der Gesamtanlage zur Bereitstellung der oben angeführten Kälteleistung zu sehen ist. Bei Kälteanlagen beschränkt man sich aber meistens auf die elektrischen Leistungen der Verdichter, so dass die Leistungszahl berechnet wird zu:

$$e_{el} = \frac{\dot{Q}_0}{P_{el,NDV} + P_{el,HDV}} \quad (4.1)$$

Falls offene Verdichter zur Anwendung kommen, ist es sinnvoll, die erzielte Kälteleistung auch auf die mechanische Leistungsaufnahme (Wellenleistung) der beiden Verdichter zu beziehen. Dadurch werden die Verluste im Frequenzumformer, im Motor und in der eventuellen Übersetzung nicht berücksichtigt. Die Leistungszahl, bezogen auf die Wellenleistung, wird ermittelt aus:

$$e_{mech} = \frac{\dot{Q}_0}{P_{mech,NDV} + P_{mech,HDV}} \quad (4.2)$$

Die Wellenleistungen der zwei Verdichtungsstufen werden bei Kenntnis der Drehzahl und des mittleren Drehmomentes wie folgt errechnet:

$$P_{mech,NDV} = 2 \times p \times n_{NDV} \times M_{m,NDV} \quad (4.3)$$

$$P_{mech,HDV} = 2 \times p \times n_{HDV} \times M_{m,HDV} \quad (4.4)$$

Möchte man die Leistungszahl nur auf die Innenleistung, die vom Kolben auf das Gas übertragen wird, beziehen, so ergibt sich der folgende Zusammenhang:

$$e_i = \frac{\dot{Q}_0}{P_{i,NDV} + P_{i,HDV}} \quad (4.5)$$

Die Innenleistung der einzelnen Verdichtungsstufen berechnet sich aus der Differenz der Enthalpieströme zwischen den Anfangspunkten (Punkt 1 bzw. 3) und den Endpunkten des Verdichtungs Vorganges (Punkt 2 bzw. 4).

$$P_{i,NDV} = \dot{m}_{NDKL} \times (h_{2_{real}} - h_1) \quad (4.6)$$

$$P_{i,HDV} = \dot{m}_{HDKL} \times (h_{4_{real}} - h_3) \quad (4.7)$$

In Kaldampfkompressionskälteanlagen wird für den idealen Verdichtungs Vorgang eine isentrope Zustandsänderung zu Grunde gelegt. Die ideale Leistungszahl des zweistufigen Kaldampfkompressionsprozesses (Plank-Prozess) ergibt sich zu:

$$e_{ideal} = \frac{\dot{Q}_0}{P_{ideal,NDV} + P_{ideal,HDV}} \quad (4.8)$$

mit

$$P_{ideal,NDV} = \dot{m}_{NDKL} \times (h_{2_{ideal}} - h_1) \quad (4.9)$$

$$P_{ideal,HDV} = \dot{m}_{HDKL} \times (h_{4_{ideal}} - h_3) \quad (4.10)$$

Eine Voraussetzung zur Ermittlung der idealen Leistungszahl in zweistufigen Anlagen ist die Kenntnis des optimalen Mitteldrucks. Viele theoretische Untersuchungen [4.1,4.2,4.3,4.4] zeigen unterschiedliche Ansätze zur Ermittlung des optimalen Mitteldrucks, wobei sich das geometrische Mittel aus dem Kondensations- und dem Verdampfungsdruck in der Praxis bewährt hat.

$$p_M \approx \sqrt{p_K \times p_0} \quad (4.11)$$

Bei unterkritischen Prozessen sind kleinere Abweichungen im Mitteldruck zulässig. Daraus resultiert nur eine geringfügige Verschlechterung der Leistungszahl. Erfolgt die Wärmeabgabe transkritisch, so ist dieser Ansatz nicht mehr anwendbar, denn der Enthitzungsdruck ist dann selber eine Variable (Kapitel 6).

Die Kälteleistung kann bei Kenntnis des Massenstromes aus der Differenz der Enthalpieströme zwischen Verdampfereintritt (Punkt 7') und -austritt (Punkt 1') ermittelt werden. Der Zustandspunkt 7' liegt im Nassdampfgebiet und ist daher messtechnisch nicht zu bestimmen. Bei Annahme einer isenthalpen Drosselung kann der Zustandspunkt 7' durch den Zustandspunkt 6''' (Eintritt in die Niederdruckdrossel) ersetzt werden. Somit wird die Kälteleistung der Anlage durch die folgende Gleichung bestimmt:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_{\text{NDKL}} \times (h_1 - h_6'') \quad (4.12)$$

Liefergrad und isentroper Gütegrad

Der real geförderte Volumenstrom eines Hubkolbenverdichters ist kleiner als der theoretische Fördervolumenstrom. Das Verhältnis dieser beiden Größen wird im sogenannten Liefergrad festgehalten.

$$I = \frac{\dot{V}_{\text{real}}}{\dot{V}_{\text{theoretisch}}} \quad (4.13)$$

Der theoretische Volumenstrom wird aus den geometrischen Daten (z: Zylinderanzahl, s_h : Hub, d: Bohrung) in Verbindung mit der Drehzahl n des Verdichters berechnet.

$$\dot{V}_{\text{theoretisch}} = \dot{V}_H = z \times n \times V_H = z \times n \times s_h \times \frac{\pi}{4} \times d^2 \quad (4.14)$$

Der reale Volumenstrom wird aus der Kenntnis des jeweiligen Massenstromes und der Dichte im Ansaugzustand ermittelt.

$$\dot{V}_{\text{real}} = \frac{\dot{m}_{\text{Ansaugzustand}}}{\rho_{\text{Ansaugzustand}}} \quad (4.15)$$

Als wesentliche Einflussgröße auf den Liefergrad ist das Druckverhältnis zwischen den beiden Verdichtungsstufen zu nennen. Mit steigendem Druckverhältnis nimmt der Liefergrad ab. Für die Hochdruckstufe gilt der Zusammenhang:

$$p_{\text{HDV}} = \frac{p_K}{p_M} \quad (4.16)$$

Bei der Niederdruckstufe ergibt sich analog:

$$p_{\text{NDV}} = \frac{p_M}{p_0} \quad (4.17)$$

Weitere Einflussgrößen auf den Liefergrad sind der schädliche Raum, die Aufheizung des Gases im Zylinderkopf, die Leckageverluste zwischen Kolben- und Zylinderwand und die Druckverluste im Saugventil.

Mit dem isentropen Gütegrad wird die Güte einer Verdichtung bezogen auf eine idealisierte, isentrope Verdichtung bewertet. Für den Niederdruck- und den Hochdruckverdichter ergeben sich die folgenden Gleichungen:

$$h_{is,NDV} = \frac{h_{2,s} - h_1}{h_2 - h_1} \times 100\% \quad (4.18)$$

und

$$h_{is,HDV} = \frac{h_{4,s} - h_3}{h_4 - h_3} \times 100\% \quad (4.19)$$

Die Enthalpien im Zustandspunkt 1 und 3 sind die jeweiligen Zustände des Sauggases vor Eintritt in den Verdichter. Die Zustände des Druckgases (h_2 bzw. h_4) am Austritt des Verdichters können bei adiabaten Verhältnissen durch die folgenden Beziehungen ermittelt werden:

$$h_4 = P_{\text{mech,HDV}} \times \frac{1}{\dot{m}_3} + h_3 \quad (4.20)$$

$$h_2 = P_{\text{mech,NDV}} \times \frac{1}{\dot{m}_1} + h_1 \quad (4.21)$$

Mit den Gleichungen 4.20 und 4.21 ergeben sich die Gleichungen 4.18 und 4.19 zu:

$$h_{is,NDV} = \frac{\dot{m}_{NDKL} \times (h_{2,s} - h_1)}{P_{\text{mech,NDV}}} \times 100\% \quad (4.22)$$

$$h_{is,HDV} = \frac{\dot{m}_{HDKL} \times (h_{4,s} - h_3)}{P_{\text{mech,HDV}}} \times 100\% \quad (4.23)$$

Die Gleichungen 4.22 und 4.23 stellen die isentropen Gütegrade bezogen auf die zugeführten mechanischen Leistungen (Wellenleistung) und die Enthalpien im Ansaugzustand vor Eintritt in den Verdichter dar. Es sei an dieser Stelle gesagt, dass die Verdichtung des Sauggases ein sehr komplexer Vorgang ist. In Tiefkühlanlagen wird dem kalten Sauggas im Ansaugvorgang und zu Beginn des Verdichtungs Vorganges zunächst Wärme zugeführt (Saugstutzen, Zylinderwand und Kolben) und im weiteren Verlauf wieder abgeführt, da die Druckgastemperatur dann oberhalb der Temperatur der Bauteile liegt. Der Effekt der Wärmeabgabe ist beim Hochdruckverdichter daher wesentlich stärker ausgeprägt. Der Niederdruckverdichter wird je nach Druckverhältnis mehr Wärme aufnehmen. Durch diese thermischen Einflüsse ist eine genaue Bestimmung der Enthalpie (Punkte h_1 bis h_4) nur durch eine Indizierung des Verdichtungs Vorganges möglich. Aufgrund der Vielzahl an vorliegenden Daten [4.5, 4.6] über den eingesetzten Hochdruckverdichter, wurde auf eine Indizierung verzichtet. Die Gleichungen 4.20 und 4.21

dienen lediglich dazu, eine Vorstellung von der Größe der Enthalpie am Ende des Verdichtungsvorganges zu erhalten. Über Stoffdaten kann dann die Verdichtungsendtemperatur abgeschätzt werden, um bei der Wahl des Öls in Bezug auf die Viskosität eine ausreichende Schmierfähigkeit zu gewährleisten. Die Gleichungen 4.22 und 4.23 verlagern die Systemgrenzen außerhalb des Verdichtergehäuses. Bei Hermetik- und Halbhermetikverdichtern kann daher die elektrische anstelle der mechanischen Leistungsaufnahme zur Bestimmung des isentropen Wirkungsgrades eingesetzt werden.

Innerer und äußerer Gütegrad der Kälteanlage

Der Carnot-Prozess ist der Idealprozess für alle Energiewandlungsmaschinen. Er wird durch zwei isentrope und zwei isotherme Zustandsänderungen beschrieben. Die durch diesen Prozess erreichbare Leistungszahl ist die maximal erzielbare Leistungszahl zwischen zwei fest vorgegebenen Temperaturniveaus. Der innere Gütegrad einer Kaltdampfkomppressionskälteanlage ist definiert als der Quotient aus der Leistungszahl der Kälteanlage und der Carnot-Leistungszahl. Zur Berechnung der Carnot-Leistungszahl wird als obere Temperatur die Kondensations- und als untere Temperatur die Verdampfungstemperatur festgelegt. Der innere Gütegrad der Kälteanlage berechnet sich zu:

$$\eta_{\text{innen, KA}} = \frac{e_{\text{KA}}}{e_{\text{C,KA}}} = e_{\text{KA}} \times \frac{t_k - t_0}{t_0} \quad (4.24)$$

Für e_{KA} wird oftmals e_{mech} nach Gleichung 4.2 eingesetzt. Sollte die Wärmeabgabe transkritisch erfolgen, so ist die Kondensationstemperatur durch die thermodynamische Mitteltemperatur der Wärmeabgabe zu ersetzen.

$$t_m = \frac{h_4 - h_5}{s_4 - s_5} \quad (4.25)$$

Soll die Güte der Wärmeübertrager (Verdampfer, Enthitzer) mit einbezogen werden, so tritt anstelle der Verdampfungs- die Kühlraumtemperatur und anstelle der Kondensations- die Außenlufttemperatur. Der äußere Gütegrad der Kälteanlage ist somit gegeben durch die Beziehung:

$$\eta_{\text{außen, KA}} = \frac{e_{\text{KA}}}{e_{\text{C,KA}}^*} = e_{\text{KA}} \times \frac{t_A - t_0^*}{t_0^*} \quad (4.26)$$

Kaskadenkälteanlagen

Wie in Kapitel 3.2 erläutert wurde, besteht die Kaskadenkälteanlage aus zwei getrennten Kältemittelkreisläufen. Wird nach der ersten Verdichtungsstufe keine Wärme nach außen abgeführt und ist zusätzlich der Kondensationswärmestrom der Niedertemperaturstufe gleich dem Verdampfungswärmestrom der Hochtemperaturstufe, so kann die Leistungszahl der Kaskade aus den Leistungszahlen der Hochtemperatur- und Niedertemperaturstufe ermittelt werden [2.3].

$$e_{\text{Kaskade}} = \frac{e_{\text{HT}} \times e_{\text{NT}}}{e_{\text{HT}} + e_{\text{NT}} + 1} \quad (4.27)$$

5. Kreisprozessberechnungen und energetische Beurteilung

Um die energetische Effizienz einer zweistufigen Kälteanlage mit dem Arbeitsstoff Kohlendioxid bewerten zu können, wurde ein Berechnungsprogramm in der Computersprache VBA (Visual Basic for Application) geschrieben. Neben der Ermittlung aller notwendigen Stoffdaten zur Auslegung von Bauteilen (Verdichter, Mitteldruckflasche, Wärmeübertrager, Expansionsventile, Rohrleitungen), bietet dieses Programm unter anderem die Möglichkeit die optimale Leistungszahl in Abhängigkeit vom Mitteldruck und vom Hochdruck für unterschiedliche Kreisprozesse auf Basis der Schaltung nach Abbildung 3.3 zu bestimmen. In Kapitel 5.1 wird zunächst kurz die schematische Struktur des Programms dargestellt und die Vorgehensweise bei der Ermittlung der optimalen Leistungszahlen näher erläutert. Anschließend werden in Kapitel 5.2 und 5.3 die verwendeten Annahmen zur Berechnung der Leistungszahlen in der Tiefkühlung für die Kältemittel R744 und R404A dargelegt. In Kapitel 5.4 erfolgt dann ein Vergleich zwischen den theoretischen Leistungszahlen bei CO₂ und denen einer konventionellen R404A-Kälteanlage.

5.1 Schematische Struktur des Berechnungsprogramms

Das Berechnungsprogramm bietet die Möglichkeit, ein- und zweistufige Prozesse mit dem Arbeitsstoff Kohlendioxid zu berechnen. Die Abbildung 5.1 zeigt vereinfacht den Programmablaufplan. Der einstufige Prozess kann mit bzw. ohne eine Laufvariable ausgeführt werden. Wird ein Laufparameter gewählt, so ergibt sich ein eindimensionaler Leistungszahlvektor, aus dem der optimale Hochdruck bei den vorgegebenen Bedingungen ermittelt werden kann. In der anschließenden Berechnung des einstufigen Prozesses werden alle notwendigen Daten zur energetischen Beurteilung und zur möglichen Auslegung einer Anlage ermittelt.

Die zweistufigen Prozesse haben immer die Schaltung nach Abbildung 3.3 als Basis. Ausgehend von dieser Schaltung können Varianten mit unterschiedlichen Bauteilen, wie innerer Wärmeübertrager, äußere Zwischenkühlung, innere Zwischenkühlung und zusätzliche Zwischendruckverdampfung, berechnet werden. In Abhängigkeit von der ausgewählten Prozessform (ein- oder zweistufige Verdampfung) sind unterschiedliche Eingabedaten erforderlich. Das Programm berechnet abweichend von der einstufigen Variante bei transkritischer Prozessführung ein zwei-

dimensionales Leistungszahlkennfeld, da zur Ermittlung der optimalen Leistungszahl der Hoch- und der Mitteldruck als Laufvariable erforderlich sind. Aus dem Leistungszahlfeld können dann die optimalen Hoch- und Mitteldrücke bestimmt werden. Die Ausgabe der berechneten Daten zur energetischen Beurteilung und zur Auslegung von Bauteilen wird analog zum einstufigen Prozess durchgeführt.

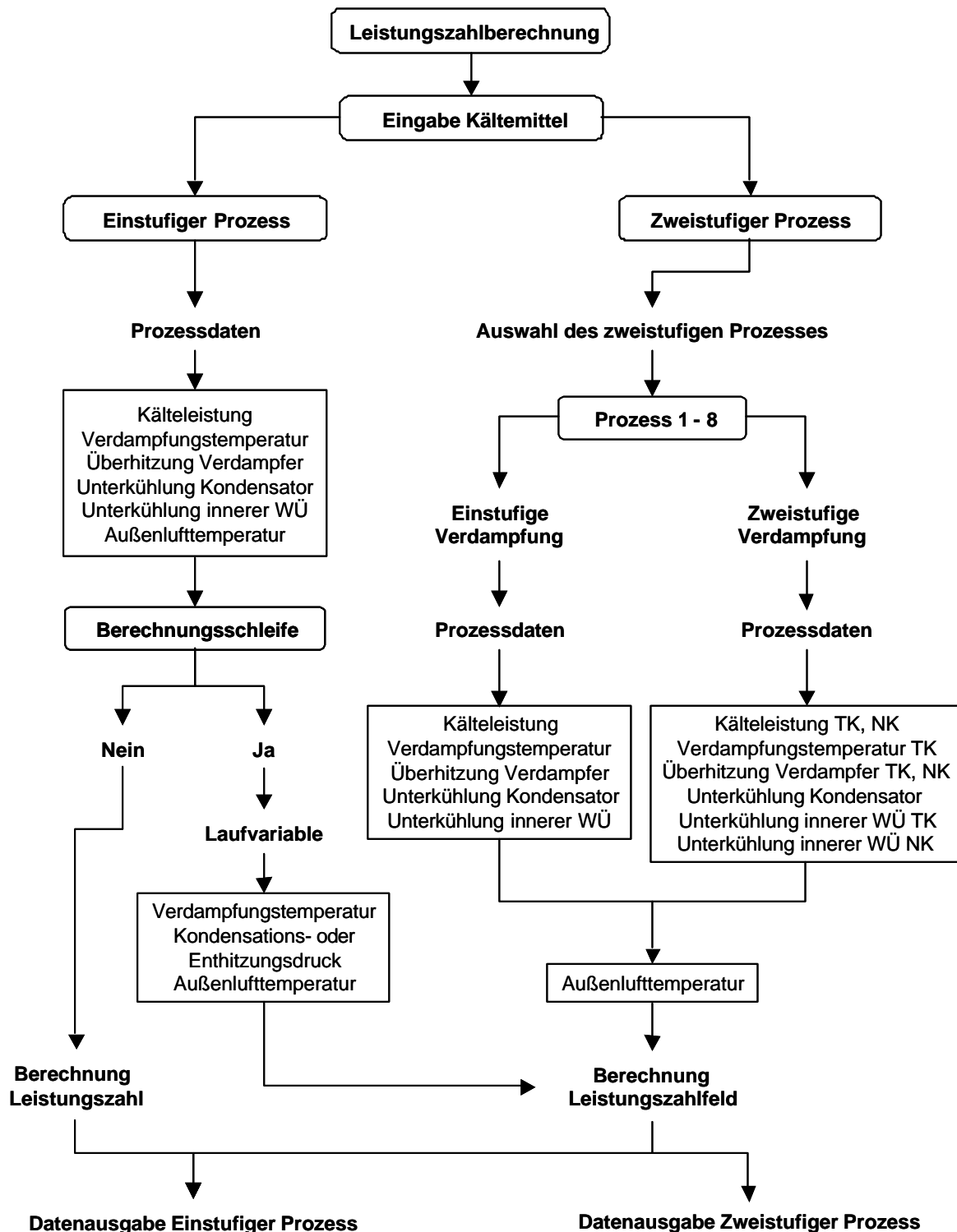


Abb. 5.1: Schematische Struktur des Berechnungsprogramms

5.2 Tiefkühlung mit Kohlendioxid als Arbeitsstoff

Die Abbildung 5.2 zeigt 6 im Programm implementierte Anlagenschaltungen zur Bereitstellung von Kälte in der Tiefkühlung unter Verwendung des Arbeitsstoffes Kohlendioxid (Prozess A – Prozess F). Die Schaltungen unterscheiden sich lediglich durch Hinzufügen der inneren Zwischenkühlung, der äußeren Zwischenkühlung und/oder des inneren Wärmeübertragers. Das Hauptaugenmerk bei der Auswahl der Prozesse lag auf einem einfachen Aufbau der Komponenten, so dass die Anlagenschaltung, bei entsprechender energetischer Effizienz, auch praktisch umgesetzt werden kann. Nach Möglichkeit sollten die Bauteile, die mit dem Hochdruck beaufschlagt werden, auf ein Minimum reduziert werden. Zur Berechnung der Leistungszahlen wurden Annahmen getroffen, die im weiteren Verlauf erklärt werden.

Isentroper Gütegrad

Als Grundlage zur Berechnung des isentropen Gütegrads wurden praktische Untersuchungen [4.5] an einem CO₂-Verdichter aus dem Hause Bock übernommen. Dieser Verdichter kam während sämtlicher Untersuchungen in der Hochdruckstufe der Versuchsanlage zum Einsatz. Der isentrope Gütegrad kann mit der folgenden empirischen Beziehung ermittelt werden:

$$h_{is} = -0,0076 \times \left(\frac{p_H}{p_M} \right)^3 - 0,0845 \times \left(\frac{p_H}{p_M} \right)^2 + 0,2424 \times \left(\frac{p_H}{p_M} \right) + 0,5774 \quad (5.1)$$

Die Gleichung 5.1 bezieht sich auf die Messwerte am Saugstutzen. Aufgrund der niedrigen Druckverhältnisse bei optimalem Mitteldruck weichen die Werte nur geringfügig von denen am Saugkanal ab. Wichtig für die Anwendung dieser empirischen Beziehung ist die Tatsache, dass der Hochdruckverdichter in den Versuchsreihen (Kapitel 8) bei vergleichbaren Bedingungen betrieben wurde, wie in den Untersuchungen nach [4.5]. So bezieht sich der Gütegrad auf eine Drehzahl von 1000 min⁻¹ und einer Überhitzung von 15 Kelvin. Auch bei einer Variation der Drehzahl zwischen 600 und 1000 min⁻¹ ändert sich der indizierte Liefergrad des Verdichters nur unwesentlich. Daher wird sich auch der isentrope Gütegrad bei Änderung der Drehzahl im angegebenen Bereich und gleicher Überhitzung des Sauggases nur geringfügig ändern. So gibt die Beziehung nach Gleichung 5.1 einen realistischen Verlauf des isentropen Gütegrades in Abhängigkeit vom

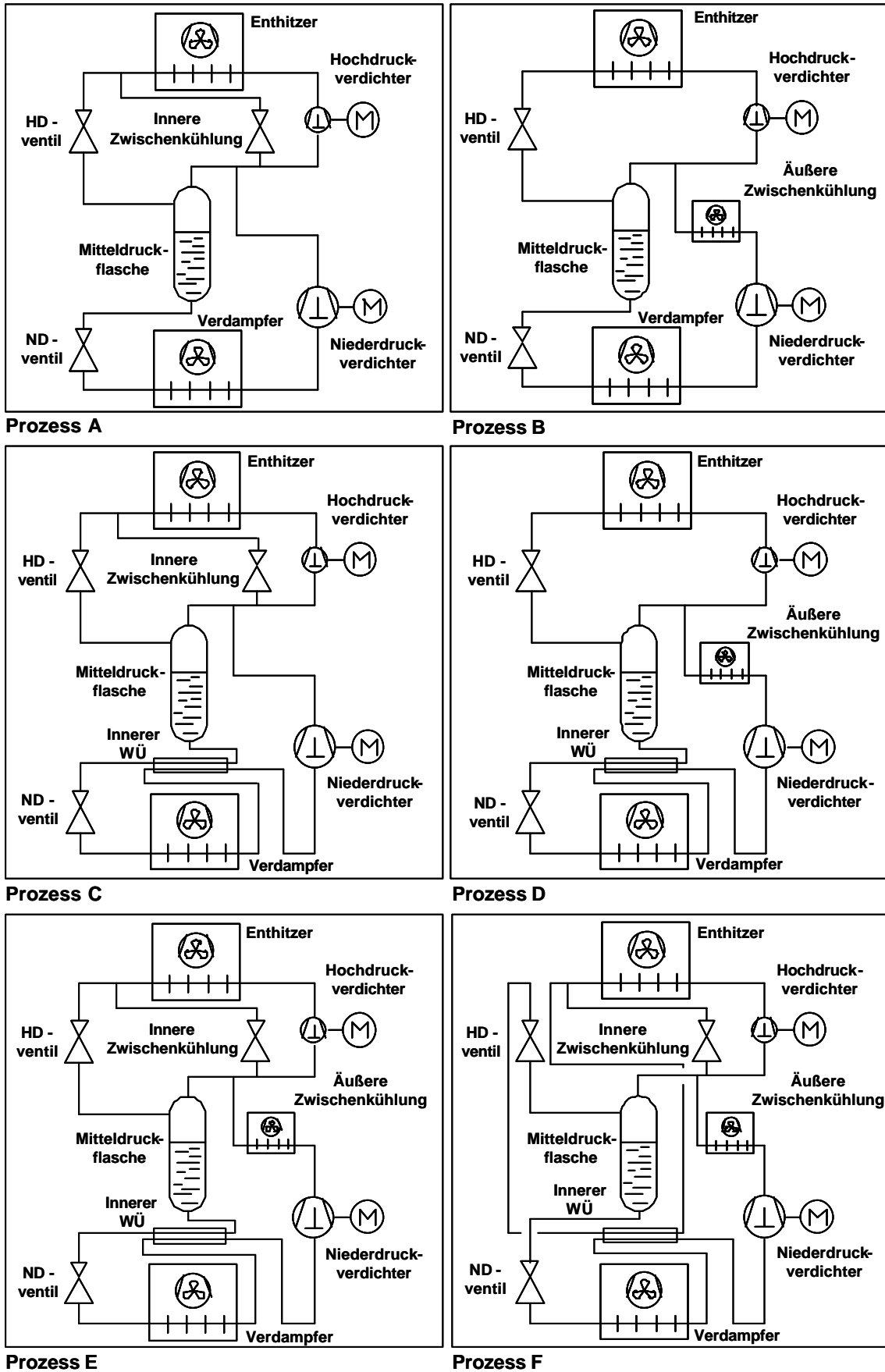


Abb. 5.2: Implementierte Schaltungsvarianten zur Tiefkühlung mit CO₂

Druckverhältnis wieder. In zweistufigen CO₂-Prozessen treten immer relativ niedrige Druckverhältnisse auf ($1,5 < \pi < 4$). Dieser Bereich spiegelt in Verbindung mit den niedrigen Drehzahlen den optimalen Einsatzbereich dieses Verdichters wider. Für die Niederdruckstufe kamen zwei offene und ein Halbhermetik-Verdichter zum Einsatz, die in ihrem energetischen Verhalten vom Hochdruckverdichter abweichen. Zudem wird es im Niederdruckverdichter zu einer höheren Aufheizung des Sauggases kommen, was bei CO₂ negativen Einfluss auf den Gütegrad hat. Durch eine gute thermische Trennung des Saugkanals von den wärmeren Bauteilen innerhalb des Verdichters sollten aber trotzdem annähernd die gleichen Werte erzielt werden können. Für die hier durchgeführten theoretischen Berechnungen wurde daher auf die Gleichung 5.1 zurückgegriffen

Verdampfer, innerer Wärmeübertrager, Zwischenkühlung und Enthitzer

Im Berechnungsprogramm können die Überhitzungen und Unterkühlungen variiert werden. Aus anwendungstechnischer Sicht ist es sinnvoll, für den energetischen Vergleich zwischen den unterschiedlichen Schaltungen nach Abbildung 5.2 einige Parameter vorher festzulegen.

- In Kühlmöbeln wird zur gleichmäßigen Kühlung der Ware eine konstante Möbelinnentemperatur gefordert. So sollte die Lufteintrittstemperatur in den Verdampfer nicht wesentlich von der Möbelinnentemperatur abweichen. Weiterhin ist aus energetischer Sicht eine geringe Temperaturdifferenz zwischen der Verdampfungstemperatur und der Möbelinnentemperatur wünschenswert, die je nach Kühlung und Möbelart 10 – 15 Kelvin beträgt [5.1]. Daraus ergibt sich eine geringe nutzbare Überhitzung am Verdampferaustritt. Daher wird die Überhitzung am Ende des Verdampfers auf 10 Kelvin festgelegt.
- Damit sich das Sauggas des Niederdruckverdichters durch den inneren Wärmeübertrager nicht zu stark aufheizt, wird die gesättigte Flüssigkeit aus der Mitteldruckflasche nur um 5 Kelvin unterkühlt.
- Die Überhitzung des Sauggases zur Hochdruckstufe beträgt bei Einsatz einer inneren Zwischenkühlung 10 Kelvin (Prozess A, C, E und F). Dadurch wird eine zu hohe Verdichtungsendtemperatur nach der zweiten Stufe verhindert. Weiterhin wird durch die Überhitzung erreicht, dass keine Flüssigkeitstropfen in den Verdichter gelangen. Wird hingegen nur eine äußere Zwischenkühlung eingesetzt (Prozess B

und D), so beträgt die Temperaturdifferenz zwischen der Gasaustrittstemperatur aus dem äußeren Zwischenkühler und der Lufteintrittstemperatur (Außenlufttemperatur) 5 Kelvin. Besonderes Augenmerk ist dann auf die auftretende Verdichtungsendtemperatur zu legen.

- Da die Wärmeabgabe bei hohen Außenlufttemperaturen überkritisch erfolgen wird, ist es sinnvoll, die Lufttemperatur als Eingabegröße für den Kondensations- oder Enthitzungsvorgang zu wählen. Bei allen unterkritischen Prozessen (Lufttemperatur $\leq 20^\circ\text{C}$) liegt die Kondensationstemperatur stets 10 Kelvin höher als die Lufttemperatur. Im Kondensator erfolgt eine Unterkühlung der Flüssigkeit um 5 Kelvin. Wird ein transkritischer Prozess gewählt (Lufttemperatur $> 20^\circ\text{C}$), so beträgt die Temperaturdifferenz zwischen der Enthitzeraustrittstemperatur und der Lufttemperatur, wie im Falle der äußeren Zwischenkühlung, 5 Kelvin.

Verdampfungstemperatur, saugseitige Druckverluste

Das Kohlendioxid besitzt hervorragende Wärmeübertragungseigenschaften bei der Trockenexpansion in Luftkühlern und erreicht innere Wärmeübertragungskoeffizienten α_{innen} , die doppelt so hoch liegen, wie beispielsweise bei R404A oder R22 [5.2,5.3]. Der Hauptwiderstand der Wärmeübertragung liegt jedoch auf der Luftseite. Die dort erzielbaren äußeren Wärmeübertragungskoeffizienten $\alpha_{\text{außen}}$ erreichen maximale Werte von 30 – 60 W/(m²*K) [5.4]. Daher spielt zunächst der innere Widerstand keine Rolle, denn auch bei den halogenierten Kältemitteln können α_{innen} -Werte von 2000-3000 W/(m²*K) erzielt werden. Problematisch ist aber, dass zum Erreichen dieser Werte bestimmte Strömungsgeschwindigkeiten des Kältemittels notwendig sind, die einen nicht unerheblichen Druckabfall im Verdampfer erzeugen. Die Abbildung 5.3 zeigt graphisch die Änderung der Verdampfungstemperatur als Funktion des Druckabfalls in einem Verdampfer für die Kältemittel R404A, R410A und CO₂. Ausgehend von einer Verdampfungstemperatur von -35°C ist deutlich die starke Temperaturänderung bei R404a von 4,75 Kelvin bei einem Druckabfall von 0,3 bar zu erkennen. Bei R410A beträgt der Temperaturabfall bei gleicher Druckänderung immerhin noch 3,25 Kelvin. Bei Kohlendioxid hingegen ist bei einem Druckabfall von 0,3 bar lediglich eine Temperaturänderung von 0,75 Kelvin festzustellen. Hierin ist der eigentliche energetische Vorteil von CO₂ gegenüber den anderen Kältemitteln zu sehen. Um für R404A den Druckabfall im

Verdampfer sehr gering zu halten ($\Delta p < 0,15$ bar), müsste die Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels reduziert werden.

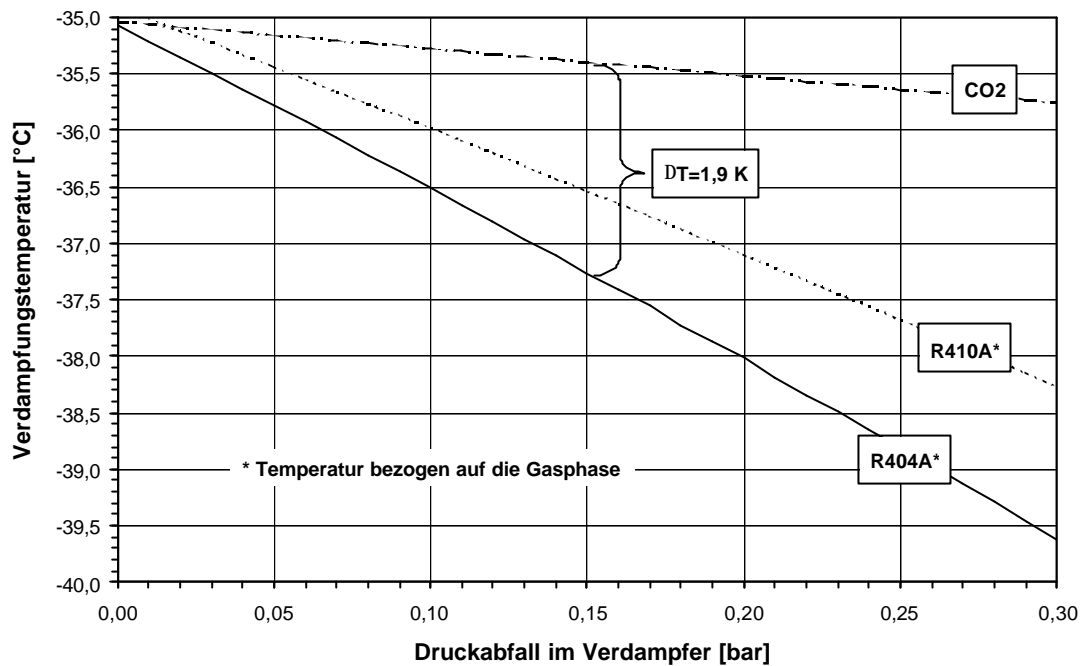


Abb. 5.3: Temperatur als Funktion des Druckabfalls im Verdampfer bei Tiefkühlung

Dadurch wird aber der Wärmeübergang auf der Innenseite des Luftkühlers so weit verschlechtert, dass dann der Einfluss auf den Wärmedurchgangskoeffizienten k nicht mehr vernachlässigbar ist. Die Folge wäre eine höhere Luftaustrittstemperatur am Verdampfer, was wiederum bedeutet, dass man mit einer tieferen Verdampfungstemperatur arbeiten muss, um die geforderte Kühlmöbelinnentemperatur zu erreichen. Für den Betreiber ist es wichtig, vom Anlagenhersteller bei vorgegebener Kühlmöbelinnentemperatur eine garantierte Kälteleistung zu erhalten. Die Wärmeübertragungsfläche des Verdampfers im Kühlmöbel ist festgelegt und unterscheidet sich für die betrachteten Kältemittel nicht wesentlich. Damit nun die garantierte Kälteleistung bei gleicher Kühlmöbelinnentemperatur und gleichem mittleren Temperaturabstand erbracht werden kann, muss der k -Wert beim Einsatz von R404A genauso hoch liegen wie bei CO_2 . Dies hat aber den beschriebenen Temperaturverlust zur Folge. Falls der relativ hohe Druckverlust bei R404A von 0,3 bar nicht in Kauf genommen wird, muss aufgrund des höheren Temperaturabstandes mit einer tieferen Temperatur verdampft werden. In beiden Fällen liegen die energetischen Vorteile bei der Verwendung von CO_2 in Form eines geringeren, relativen Saugdruckverlustes am Niederdruckverdichter auf der Hand.

Bisher gab es durch den Einsatz der halogenierten Kältemittel keinen Vergleich, da alle diese Arbeitsstoffe hinsichtlich des druckabfallbedingten „Temperaturverlustes“ im Verdampfer nahezu gleichwertig sind. Zukünftig wird aber der Druckverlust in R404A-Verdampfern mit dem des CO₂ verglichen. Durch den Einsatz von innenberippten Rohren kann der Druckverlust und somit auch der „Temperaturverlust“ bei R404A vermindert werden [5.2;5.3]. Inwieweit man dadurch die energetischen Nachteile ausgleichen kann, müssen detaillierte Untersuchungen zeigen. Hier ist auch der Ölanteil im Kältemittel sowohl im Verdampfer als auch in der Saugleitung zu beachten. In [5.5] wurden Simulationsrechnungen durchgeführt, die als Ergebnis einen starken Anstieg des relativen Druckverlustes (Druckverlust bezogen auf den Saugdruck) durch die Gegenwart des Öls bei R404A-Anlagen liefern. Es wird ersichtlich, dass der wesentliche Unterschied zwischen den beiden diskutierten Kältemitteln im hohen „Temperaturverlust“ bei R404A zu sehen ist. Allerdings kann der in Abbildung 5.3 aufgezeigte Unterschied von 4 Kelvin im Temperaturverlust zwischen R404A und CO₂ am Ende des Verdampfers nicht komplett zugunsten von Kohlendioxid genutzt werden. Durch den höheren Druckabfall in R404A-Verdampfern wird eine tiefere mittlere Verdampfungstemperatur bereitgestellt, so dass die Kurven bei einem mittleren Druckabfall von 0,15 bar verglichen werden müssen. Hier beträgt der Unterschied nur noch 1,9 Kelvin. Die hier angeführten theoretischen Überlegungen werden durch Ergebnisse in der Praxis nach [3.2;3.3] unterstützt. Hier kann in der Tiefkühlung mit CO₂ im Vergleich zu R404A bei gleicher Kühlmöbelinnentemperatur um 2 Kelvin höher verdampft werden. Dies hängt entweder mit den besseren Wärmeübertragungseigenschaften oder mit den betriebstechnischen Vorteilen durch den reduzierten „Temperaturverlust“ im Verdampfer beim Einsatz von CO₂ zusammen. Somit kann eine um 2 Kelvin höhere Verdampfungstemperatur im Vergleich zu R404A angenommen werden. Bei einer Verdampfungstemperatur von -40°C wird bei CO₂ analog eine um 2,5 Kelvin höhere Verdampfungstemperatur festgelegt.

Ein weiterer wichtiger Faktor ist der saugseitige Druckabfall zwischen Verdampfer und Verdichtereintritt. Bei größeren Supermärkten sind Leitungslängen von 100 Metern keine Seltenheit. Durch eine bestimmte Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels in den Rohrleitungen wird der Ölrücktransport sichergestellt. Aufgrund von Erfahrungswerten [3.3] ist die entsprechende Temperaturänderung durch den Druckabfall in den Saugleitungen von R404A-Anlagen um 1 Kelvin höher als bei

vergleichbaren CO₂-Anlagen. Aufgrund der erläuterten Gegebenheiten bei der Verdampfung und der saugseitigen Druckabfälle wird im Berechnungsprogramm bei der Ermittlung der Leistungszahlen für den Arbeitstoff Kohlendioxid bei gleicher Verdampfungstemperatur mit einem entsprechend den niedrigeren Druckabfällen um 3 ($t_0 = -35^\circ\text{C}$) bzw. 3,5 ($t_0 = -40^\circ\text{C}$) Kelvin höheren Saugdruck gerechnet.

5.3 Tiefkühlung mit R404A als Arbeitsstoff

Für den energetischen Vergleich mit CO₂ wird für R404A die Anlagenschaltung nach Abbildung 3.4 herangezogen. Sie ist diejenige Schaltungsart, die aus ökonomischer und energetischer Sicht in der Praxis Anwendung findet. Auch für die Berechnung dieser Schaltung werden Annahmen getroffen, die näherer Erläuterung bedürfen.

Isentroper Gütegrad

Die Verdichtung des Kältemittels R404A in einem Prozess nach Abbildung 3.4 wird normalerweise mit sauggasgeköhlten, halbhermetischen, zweistufigen Verdichtern durchgeführt. Zum objektiven Vergleich müssen allerdings Daten von offenen Verdichtern zu Grunde gelegt werden, da sich ansonsten der isentrope Gütegrad auf die elektrische Motorleistung bezieht. Dieser weicht um den Faktor der Motorverluste von dem Wert nach Gleichung 4.22 ab. Um nun einen Vergleich zu ermöglichen, beziehen sich die Berechnungen auf zwei separate Kompressoren für die Hoch- und Niederdruckstufe. Für die Hochdruckstufe wurden die isentropen Gütegrade aus einer Firmensoftware [5.6] ermittelt. Die nach EN 12900 [5.7] festgelegte Polynomdarstellung ermöglicht es in Abhängigkeit von der Kondensations- und Verdampfungstemperatur die Verdichterwellenleistung und die Kälteleistung zu bestimmen. Ausgehend von diesen Daten kann durch die Berechnung der isentropen Verdichterleistung bei gleichen Bedingungen der isentrope Gütegrad festgestellt werden. In Abbildung 5.4 sind diese Werte für unterschiedliche Verdampfungs-temperaturen dargestellt. Allen Kurven ist gemeinsam, dass sie mit zunehmendem Druckverhältnis stark ansteigen und nach dem Erreichen des Maximums schnell abfallen. Dies hängt mit dem steileren Verlauf der Liefergrade bei geringer Sauggasüberhitzung zusammen [5.8]. Bei größerer Überhitzung des Sauggases werden flachere Verläufe erzielt. Die dann erreichbaren Gütegrade liegen aber nicht über 0,7. Für den Niederdruckverdichter ist die Ermittlung der isentropen Gütegrade

mit der eben beschriebenen Vorgehensweise nicht möglich. Die angewandte Polynomdarstellung nach EN 12900 ist für diesen Bereich nicht anwendbar. Auch aus der Literatur konnten für diesen Bereich keine brauchbaren Werte ausfindig gemacht werden.

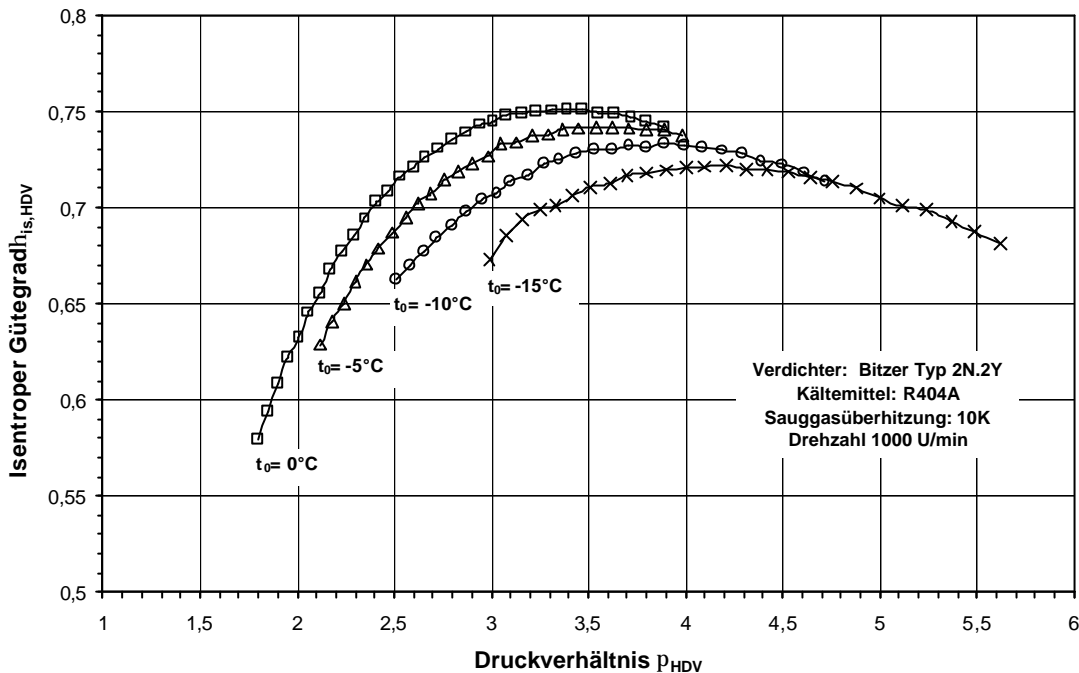


Abb. 5.4: Rechnerischer, isentroper Gütegrad eines offenen R404A-Verdichters

Nach der Analyse der berechneten Gütegrade und dem Vergleich mit den Daten aus den praktischen Untersuchungen an einem halbhermetischen R404A-Verdichter [5.9] wird der isentrope Gütegrad für den Niederdruckverdichter auf einen konstanten Wert von 0,7 festgesetzt.

Unterkühler

Der eingesetzte Mitteldruckbehälter nach Abbildung 3.4 dient in der Supermarktkälte nur noch als reiner Unterkühler. Die einzige Aufgabe besteht darin, die aus dem Kondensator kommende, bereits leicht unterkühlte Flüssigkeit durch direktes Einspritzen von Kältemittel weiter abzukühlen. Die dadurch erzielbaren energetischen Vorteile wurden bereits erläutert. Die Temperaturdifferenz zwischen der Flüssigkeitsaustrittstemperatur (Punkt 5') und der Sättigungstemperatur des Mitteldrucks (Punkt 6) wird auf 10 Kelvin festgelegt. In der Praxis variiert diese Temperaturdifferenz in Abhängigkeit von den Massenströmen, der Kondensations- und Mitteltemperatur. Die Unterkühlung wird nur indirekt geregelt, da eine

Überhitzung des Sauggases zur Hochdruckstufe aus betriebstechnischen Gründen Vorrang hat. Es kann nur gerade soviel Kältemittel eingespritzt werden, wie notwendig ist, um die geforderte Überhitzung sicherzustellen. Damit wird aber gleichzeitig eine deutliche Unterkühlung der Flüssigkeit erzielt. In den Kreisprozessberechnungen wird jedoch zur Vereinfachung die Überhitzung am Unterkühler auf 10 Kelvin festgelegt. Dadurch steigt die Sauggastemperatur am Verdichtereintritt leicht an. Die dann erzielbaren isentropen Gütegrade weichen im Vergleich zu Abbildung 5.4 im Mittel eher nach unten ab. Alle übrigen Vorgaben entsprechen denen aus Kapitel 5.2. Alle nicht beschriebenen Einflüsse, wie der Druckabfall in den übrigen Leitungen, im Kondensator oder im Ölabscheider, werden bei den Berechnungen vernachlässigt.

Innere Wärmeübertrager

Auf den Einsatz eines zusätzlichen inneren Wärmeübertragers wurde aufgrund der zusätzlich auftretenden Druckabfälle beim Einsatz von R404A verzichtet.

5.4 Vergleich der berechneten Leistungszahlen für die Tiefkühlung

Die Abbildung 5.5 zeigt die berechneten, realen Leistungszahlen für die Prozessvarianten A–E als Funktion der Außenlufttemperatur bei einer Verdampfungstemperatur von -40°C . Es ist klar zu erkennen, dass die Prozesse mit äußerer Zwischenkühlung (Prozesse B, D und E) gegenüber denen mit innerer Zwischenkühlung (A und C) klare energetische Vorteile besitzen. Mit steigender Lufttemperatur wird die prozentuale Änderung der Leistungszahl zwischen den beiden Kühltssystemen größer, da bei hohen Lufttemperaturen und den damit einhergehenden Mitteldrücken (Optimale Mitteldrücke) relativ viel Kältemittel zur Kühlung des Druckgases eingespritzt werden muss. Weiterhin ist festzustellen, dass der Einsatz des Inneren Wärmeübertragers keinen energetischen Einfluss auf das System hat. Der Prozess F wird im weiteren Verlauf nicht weiter behandelt. Durch die vorgegebene Schaltung wird sich ein sehr ungünstiges Massenstromverhältnis zwischen dem Sauggas in der Niederdruckstufe und dem Fluidstrom aus dem Enthitzer, gerade bei hohen Außenlufttemperaturen, einstellen. Dadurch kommt es bei einer geringen Unterkühlungsleistung zu einer starken Aufheizung des Sauggases, mit den schon beschriebenen negativen energetischen Effekten.

Zudem wird dieser Apparat mit dem Hochdruck beaufschlagt, was nach Möglichkeit zu vermeiden ist.

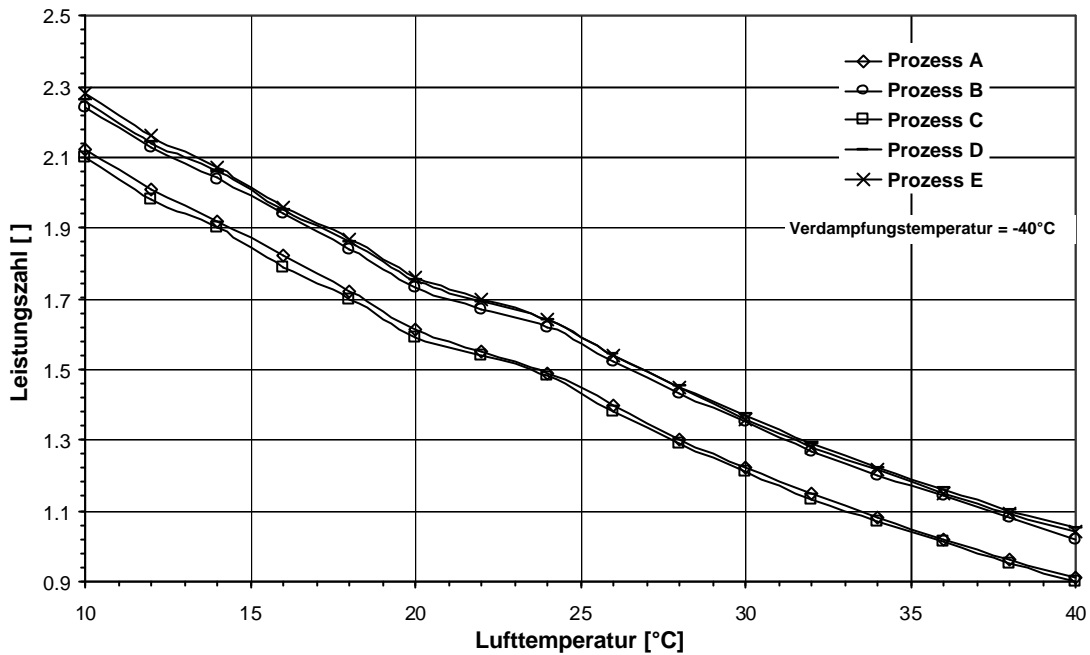


Abb. 5.5: Leistungszahlen Prozess A-E (CO_2) in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur

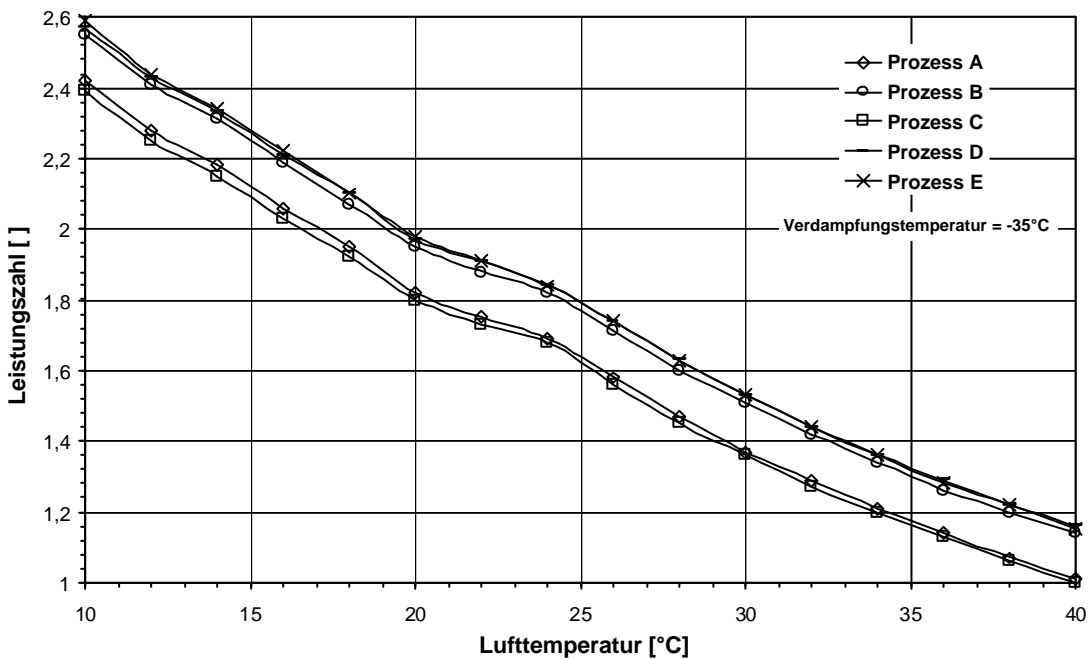


Abb. 5.6: Leistungszahlen Prozess A-E (CO_2) in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur

In Abbildung 5.6 haben sich die Leistungszahlen aufgrund der höheren Verdampfungstemperatur von -35°C nach oben verschoben.

Der innere Wärmeübertrager ist aus energetischer Sicht zwar nicht erforderlich, bietet aber die Möglichkeit, eine Vorverdampfung an den Expansionsventilen zu vermeiden. Daher werden für den energetischen Vergleich mit dem Kältemittel R404A die Schaltungen C und D zu Grunde gelegt. Die Abbildung 5.7 stellt den Verlauf der berechneten, realen Leistungszahlen der Prozesse C und D gegenüber dem R404A-Prozess nach Abbildung 3.4 bei einer Verdampfungstemperatur von -35°C dar. Alle Leistungszahlen wurden bei optimalen Mitteldrücken ermittelt. Es ist zu erkennen, dass es zu Schnittpunkten der Leistungszahlkurven zwischen den Prozessen C bzw. D und dem R404A-Prozess kommt. Für den Prozess C liegt dieser Schnittpunkt bei einer Lufttemperatur von ca. 18°C . Unterhalb dieser Temperatur ist der Prozess C energetisch günstiger. Befindet man sich oberhalb dieser Temperatur, so ist der R404A-Prozess effizienter.

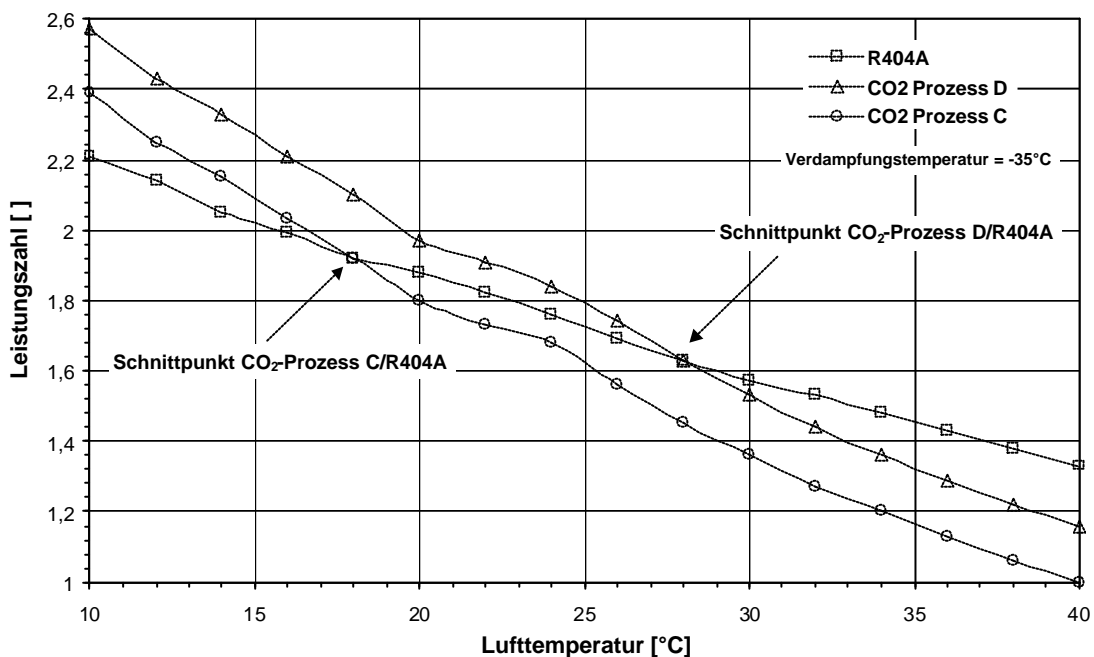


Abb. 5.7: Vergleich der Leistungszahlen Prozess C und D (CO_2) mit R404A

Der Prozess C ist somit, solange er unterkritisch ablaufen kann, energetisch besser als der R404A-Prozess. Erst bei Lufttemperaturen ab 20°C (transkritische Prozessführung) wird der Prozess C gegenüber R404A-Anlagen deutlich schlechter. Für den Prozess D liegt der Schnittpunkt bei einer Lufttemperatur von ca. 28°C . Somit werden selbst bei einer transkritischen Prozessführung (Lufttemperatur $> 20^{\circ}\text{C}$) und moderaten Lufttemperaturen höhere Leistungszahlen erzielt. Hier wird erst ab einer Lufttemperatur von 30°C eine eindeutig schlechtere Leistungszahl gegenüber

R404A erreicht. Der Abfall in der Leistungszahl für Prozess C und D bei höheren Lufttemperaturen kann durch den auftretenden Drucksprung bei transkritischer Prozessführung erklärt werden. Durch den Einsatz des äußeren Zwischenkühlers kann bei hohen Lufttemperaturen sehr viel Wärme nach der ersten Stufe abgeführt werden. Somit wird die Hochdruckstufe nicht zusätzlich belastet, was sich in den guten Leistungszahlen widerspiegelt. Für eine Verdampfungstemperatur von -40°C ergibt sich das gleiche Bild (Abbildung 5.8). Die Schnittpunkte der Leistungszahlkurven verschieben sich aber zu niedrigeren Lufttemperaturen. Für den Prozess C ist eine Änderung von 2 Kelvin festzustellen, während der Schnittpunkt für den Prozess D bei einer um 1 Kelvin niedrigeren Lufttemperatur liegt.

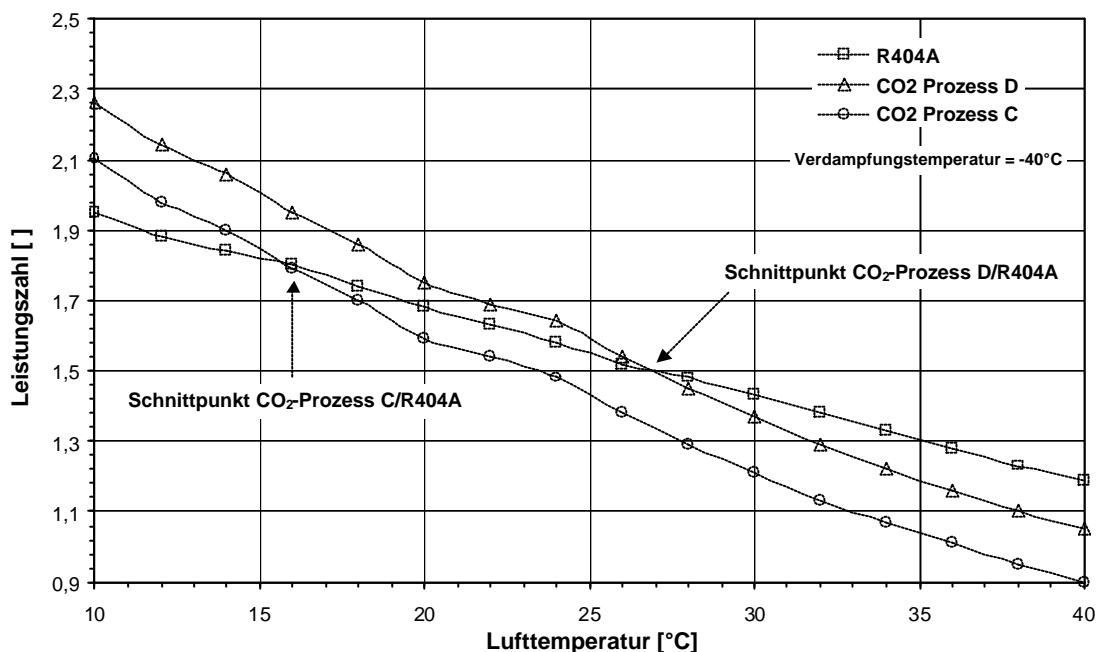


Abb. 5.8: Vergleich der Leistungszahlen Prozess C und D (CO₂) mit R404A

Die Leistungszahlen wurden für beide Kältemittel, wie angeführt, bei optimalen Mitteldrücken ermittelt. Jedoch erreichen bei der Anwendung von Kohlendioxid die optimalen Mitteldrücke bei hohen Lufttemperaturen Werte von 43 bar. Dies würde zusätzliche Investitionskosten durch größere Behälterwandstärken bedeuten. Falls man nun den Mitteldruck aus ökonomischen Gründen auch beim transkritischen Betrieb auf einen niedrigeren Wert festlegt, muss der Frage nachgegangen werden, wie stark sich diese Abweichung auf das energetische Verhalten der Anlage auswirkt. Zudem wird dann deutlich, wie stark sich die Leistungszahlen der Tiefkühlung bei Gegenwart einer Normalkühlung verschlechtern. Dazu wurden neue

Leistungszahlen ermittelt, die abweichend vom optimalen Mitteldruck bei einem festgelegten Wert von 28 bar (Verdampfungstemperatur -8°C) durchgeführt wurden. Die Abbildung 5.9 zeigt die prozentuale Änderung gegenüber den idealen Betriebsparametern für die Schaltung C und D bei einem Mitteldruck von 28 bar. Bei Lufttemperaturen von $10\text{--}20^{\circ}\text{C}$ beträgt die maximale Änderung der Leistungszahlen lediglich 4%. Steigt die Lufttemperatur weiter an, so muss eine erhebliche Verschlechterung der Leistungszahl von über 16% in Kauf genommen werden (Prozess D, Außenlufttemperatur 40°C). Beim Prozess C ist die Abweichung von den Leistungszahlen bei optimalem Mitteldruck geringer, denn hier besteht nach der ersten Stufe keine Möglichkeit zur Wärmeabgabe an die Umgebung.

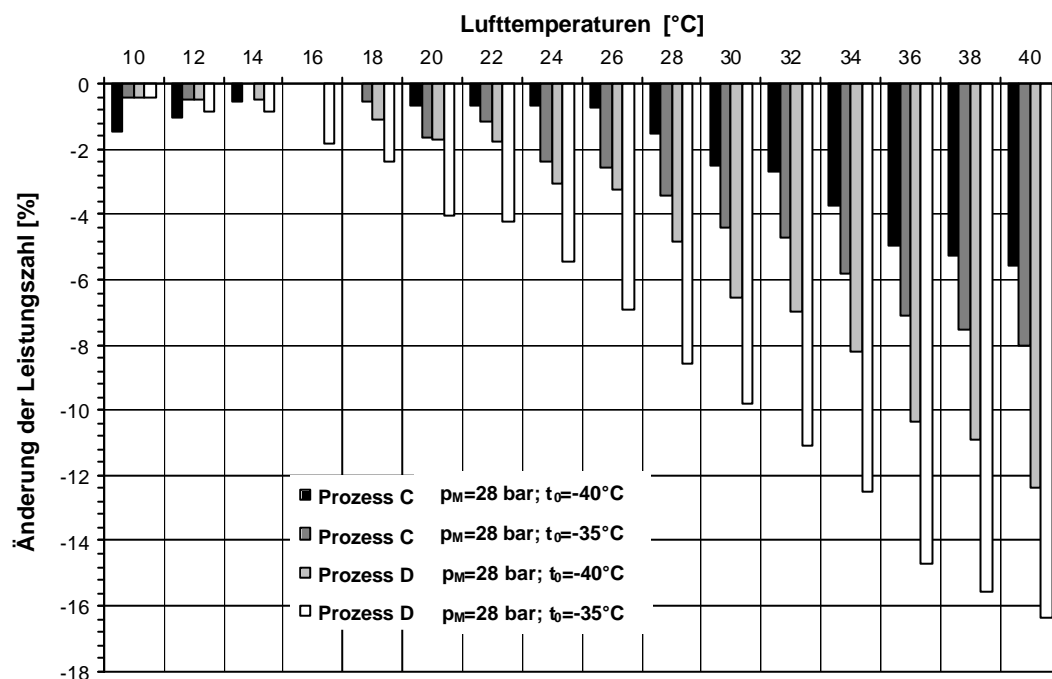


Abb. 5.9: Prozentuale Änderung der Leistungszahlen bei $p_M = 28$ bar

5.4.1 Jahresenergetische Betrachtungsweise

Betrachtet man die Ergebnisse in Kapitel 5.4 nur oberflächlich, so könnte man zu dem voreiligen Ergebnis kommen, dass der Prozess C gegenüber dem Prozess mit R404A einen deutlichen Nachteil im energetischen Verhalten hat. Allerdings werden die hohen Außenlufttemperaturen in Deutschland nur an wenigen Stunden des Jahres erreicht. Die Abbildung 5.10 zeigt die Häufigkeitsverteilung der Außenlufttemperaturen nach dem Test-Referenzjahr (Test Reference Year, Region 3). Diese Region umfasst das Ruhrgebiet und weitere Ballungsgebiete des Flachlandes. Die

Repräsentanzstation ist Essen-Mülheim (154 Meter über N.N.). Die Stationsnummer nach WMO-Verzeichnis ist 10410. Es sei an dieser Stelle gesagt, dass es sich bei der Darstellung der sogenannten Temperaturklassen um Temperaturmittelwerte handelt, in denen Extremwerte nicht auftreten, da sie über mehrere Jahrzehnte der Temperaturaufzeichnung statistisch gesehen nur äußerst selten vorkommen. Für die Auslegung einer Kälteanlage müssen selbstverständlich die maximal auftretenden Lufttemperaturen berücksichtigt werden. Für die hier durchgeführte jahres-energetische Betrachtung werden nur die Temperaturklassen von 10-30°C betrachtet. Dies ist insofern legitim, als dass die CO₂-Prozesse unterhalb von 10°C energetisch günstiger sind. Man erkennt aus der Abbildung 5.10 deutlich, dass Lufttemperaturen oberhalb von 20°C nur selten vorkommen. Mit Hilfe dieser statistischen Daten wurden, wie in Abbildung 5.11 dargestellt, Jahresarbeitszahlen errechnet.

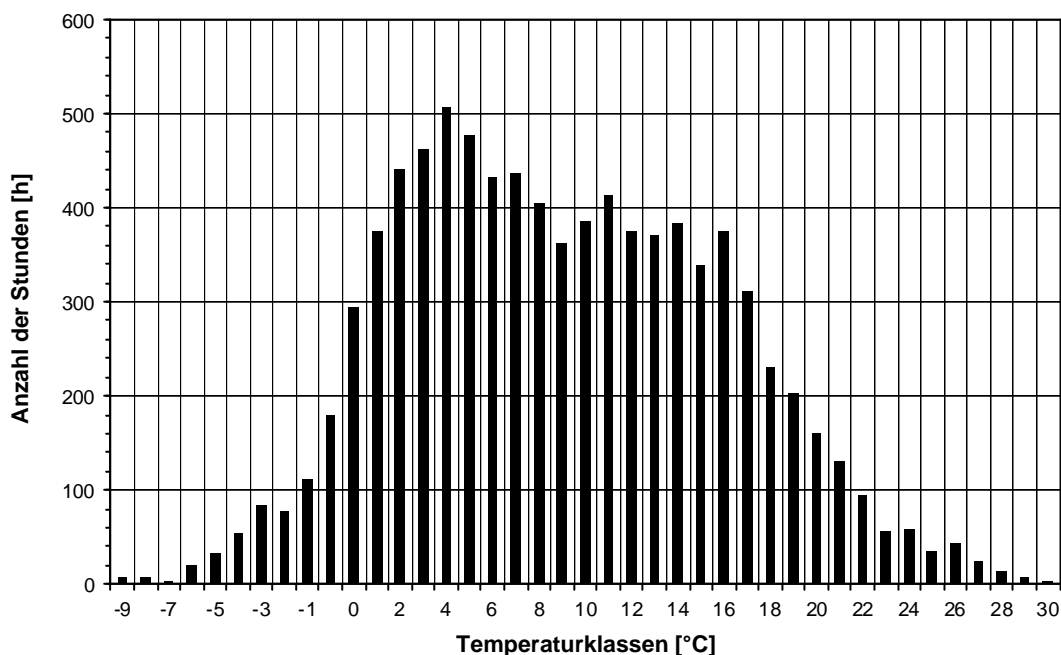


Abb. 5.10: Häufigkeitsverteilung der Außenlufttemperaturen nach TRY Region 03

Bei der Beurteilung dieser Werte wird davon ausgegangen, dass die Raumtemperatur und die Luftfeuchte im Supermarkt während des ganzen Jahres konstant ist. Weiterhin soll der Anteil von Kühlräumen mit Außenwänden vernachlässigbar klein sein. Es wird deutlich, dass selbst bei einer Reduzierung des Mitteldrucks vom optimalen Wert auf 28 bar, der Prozess C mit innerer Zwischenkühlung gegenüber dem R404A-Prozess energetisch als gleichwertig

einzuordnen ist. Der Prozess D mit äußerer Zwischenkühlung liegt in der jahresenergetischen Bilanzierung klar vor den beiden anderen Prozessen. Die schlechteren Leistungszahlen bei hohen Lufttemperaturen haben somit keinen besonderen Einfluss auf das jahresenergetische Verhalten. Da sich die Jahresarbeitszahlen von Prozess C gegenüber dem R404A-Prozess nicht unterscheiden, wird bei einer höheren mittleren Außenlufttemperatur der R404A-Prozess energetisch günstiger. Da der Prozess D sehr gute Leistungszahlen aufweist, ist dieser bis zu einer hohen mittleren Außenlufttemperatur ($t_m \leq 26^\circ\text{C}$) energetisch sinnvoll.

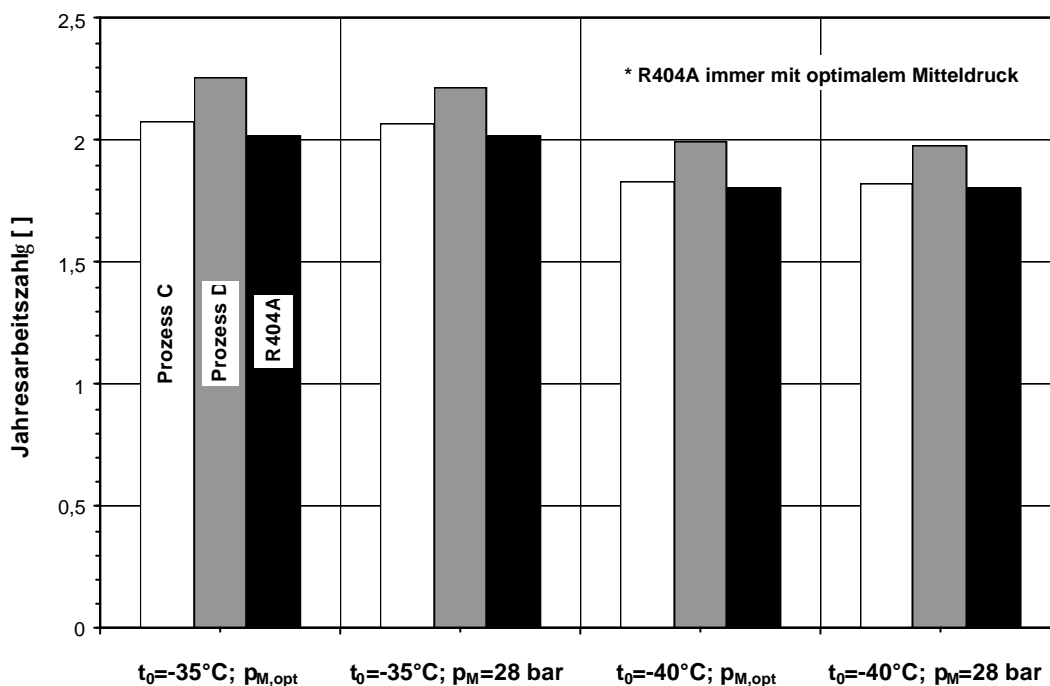


Abb. 5.11: Jahresarbeitszahlen für Prozess C und D im Vergleich zu R404A

5.5. Tief- und Normalkühlung

Möchte man die Tief- und Normalkühlung in einem Anlagensystem vereinen, so liegt bei einer zweistufigen Tiefkühlanlage der Mitteldruck durch die Verdampfungstemperatur in der Normalkühlung fest. Wie in Kapitel 5.4 gezeigt wurde, ändern sich dadurch die Leistungszahlen bei hohen Lufttemperaturen erheblich, indes die Jahresarbeitszahlen nicht so sehr beeinflusst werden. Aufgrund der sehr guten isentropen Wirkungsgrade bei der Verdichtung von CO_2 bei niedrigen Druckverhältnissen, kann die durch die Umgebung angebotene Temperatursenke bis hin zu tiefen Kondensationstemperaturen genutzt werden. Anders ist die Situation bei

R404A. Bei einer Kondensationstemperatur von 20°C (Lufttemperatur 10°C) werden in zweistufigen Anlagen nur kleine Druckverhältnisse erzielt, die den Kompressionsvorgang negativ beeinflussen. Bei Gegenwart einer Normalkühlanlage wird daher der Verdichtungsprozess in der Tiefkühlung meistens einstufig ausgeführt. Der Prozess wird durch eine starke Unterkühlung des flüssigen Kältemittelmassenstroms in der Tiefkühlung verbessert. Dies geschieht durch Einspritzen von Kältemittel aus der Normalkühlung. Somit können in der Tiefkühlung über das gesamte Jahr gesehen gute Verdichterwirkungsgrade erzielt werden, denn gerade bei Druckverhältnissen zwischen vier und acht (sauggasgekühlte Halbhermetik-Verdichter) werden gute Wirkungsgrade bei der Verdichtung erreicht. Falls man zwei getrennte Kondensatoren für die Normal- und Tiefkühlung einsetzt, kann bei niedrigen Außenlufttemperaturen der Kondensationsdruck in der Tiefkühlung ohne einen Einbuße im Verdichterwirkungsgrad abgesenkt werden. Für die Normalkühlung ist aber weiterhin ein Mindestdruckverhältnis erforderlich. Daraus resultieren unweigerlich energetische Nachteile bei moderaten Lufttemperaturen. Ob die einstufige Variante in der Tiefkühlung den energetischen Nachteil der zweistufigen Ausführung durch höhere Druckverhältnisse ausgleichen kann, ist fraglich. Jedenfalls sind die Unterschiede, wenn überhaupt, als geringfügig einzustufen. Der Hauptgrund für den Einsatz eines einstufigen Verdichters ist die Tatsache, dass die Investitionskosten geringer ausfallen. Nur bei größeren Anlagen rentiert sich das zweistufige Konzept.

Wie in Kapitel 5 gezeigt wurde, ist der CO₂-Prozess (Prozess D) jahresenergetisch günstiger als der Prozess mit R404A. Der Prozess C mit innerer Zwischenkühlung ist gegenüber R404A als gleichwertig zu betrachten. Die Kälteleistung in der Normalkühlung beträgt das Zwei- bis Vierfache der Tiefkühlkälteleistung. Daher hat die Normalkühlung am Gesamtenergieaufwand erheblichen Anteil und muss dementsprechend gewichtet werden. Um die energetischen Verhältnisse in der Normalkühlung bewerten zu können, wurden ebenfalls Berechnungen durchgeführt. Die Verdampfungstemperatur wurde dabei auf -8°C festgelegt. Korrespondierend zu den Verhältnissen in der Tiefkühlung, wird für CO₂ eine um 1 Kelvin höhere Verdampfungstemperatur im Vergleich zu R404A angenommen. Weiterhin wird die Temperaturänderung durch den saugseitigen Druckabfall auf 0,5 Kelvin festgelegt. Im Gegensatz zu den Ergebnissen in der Tiefkühlung spielen die Einflüsse durch den veränderten Saugdruck auf das energetische Verhalten der Anlage nur eine

untergeordnete Rolle. Viel wichtiger sind die erzielbaren Verdichterwirkungsgrade bei niedrigen Druckverhältnissen. Für die Tiefkühlung wurde bei CO₂ die empirische Beziehung nach Gleichung 5.1 zur Berechnung des isentropen Gütegrades herangezogen. Sie bezieht sich auf die Temperaturmessungen am Saugstutzen. Sie beinhaltet damit die Aufheizung des Sauggases im massiven Zylinderkopf des Verdichters. Durch eine Neukonstruktion konnten diese starken Verluste minimiert werden [5.10]. In der Tiefkühlung kann man jedoch, bedingt durch die tiefe Ansaugtemperatur, die Aufheizverluste nicht komplett eliminieren. Somit spiegelt die Gleichung 5.1 die Verhältnisse in der Praxis wieder. Für die Normalkühlung sind die hohen Aufheizverluste bei moderaten Druckverhältnissen durch eine spezielle Konstruktion des Zylinderkopfes zu verhindern, so dass die nach Gleichung 5.1 ermittelten Wirkungsgrade zu niedrig sind. Daher wurde bei den energetischen Berechnungen in der Normalkühlung auf die Gleichung 5.2 am Saugkanal zurückgegriffen, wohlwissend dass auch in der Normalkühlung kleinere Aufheizverluste auftreten.

$$h_{is} = -0,0082 \times \left(\frac{p_H}{p_M} \right)^2 + 0,0432 \times \left(\frac{p_H}{p_M} \right) + 0,7725 \quad (5.2)$$

In detaillierten Untersuchungen [5.10] wurden die hohen isentropen Gütegrade von 80% bestätigt. Auch im praktischen Teil dieser Arbeit konnten diese Werte bei niedrigen Druckverhältnissen erreicht werden (Kapitel 8). Für den Verdichtungs-vorgang bei R404A wird auf die ermittelten Gütegrade aus Abbildung 5.4 zurückgegriffen. Die Abbildung 5.12 zeigt den Verlauf der berechneten Leistungs-zahlen als Funktion der Lufttemperatur. Wie schon in den Darstellungen bei den zweistufigen Prozessen zu erkennen war, gibt es einen Schnittpunkt zwischen den Leistungszahlkurven. Unterhalb einer Lufttemperatur von 16°C (Kondensations-temperatur 26°C) ist der CO₂-Prozess energetisch effizienter als der R404A-Prozess mit und ohne inneren Wärmeübertrager. Bei steigender Lufttemperatur besitzt R404A einen deutlichen Vorteil gegenüber CO₂. Bei hohen Lufttemperaturen ($t_{Luft} \geq 30^\circ\text{C}$) ist der Unterschied in der Leistungszahl größer als 30%. Weiterhin ist zu erkennen, dass der Einsatz eines inneren Wärmeübertragers bei R404A nur bei hohen Lufttemperaturen energetisch zweckmäßig ist. Durch den Einsatz eines inneren Wärmeübertragers kann bei CO₂ die Leistungszahl im Durchschnitt um einen Wert von 0,35 angehoben werden. Der Schnittpunkt der Kurven würde sich dann bei einer

Lufttemperatur von ca. 20°C befinden.

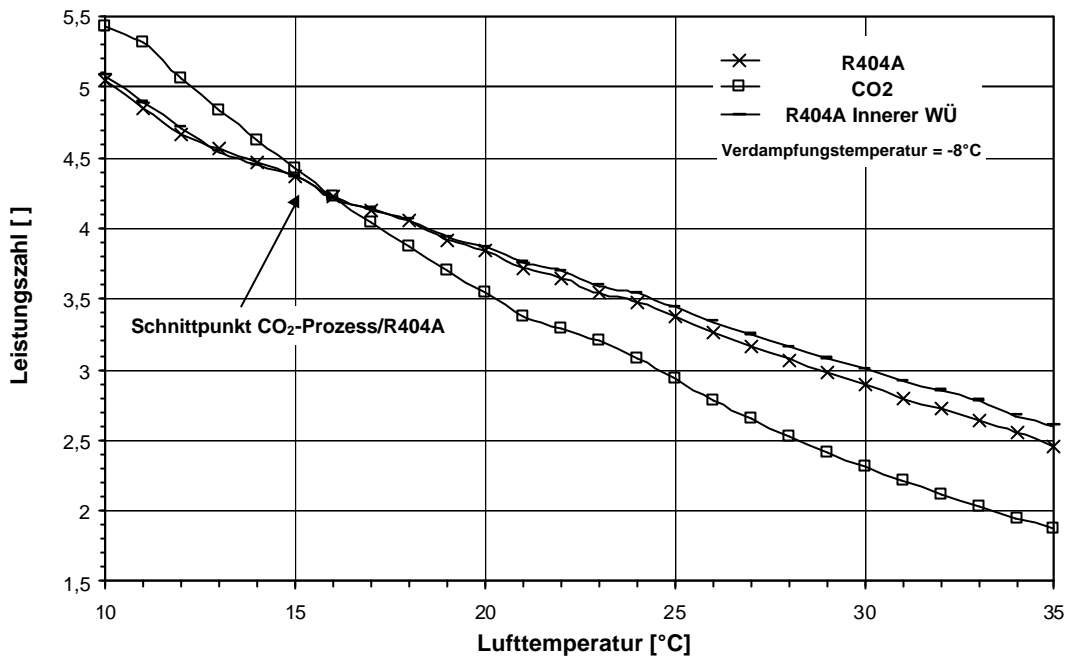


Abb. 5.12: Leistungszahlen für den Normalkühlbereich

Dieses Bauteil müsste aber aufgrund des hohen Drucks sehr massiv ausgeführt werden. Daher wird der Einsatz nur bei großen Anlagen und hohen mittleren Lufttemperaturen erstrebenswert sein. Für die hiesigen klimatischen Bedingungen reicht eine Normkühlung ohne inneren Wärmeübertrager völlig aus. Dies ergibt sich aus der Abbildung 5.13. Dargestellt sind die Jahresarbeitszahlen der unterschiedlichen Prozesse. Bei der Beurteilung dieser Werte wird wieder davon ausgegangen, dass die Raumtemperatur im Supermarkt konstant ist und sich das Kaufverhalten der Kunden während des ganzen Jahres nicht ändert. Der Prozess mit CO₂ ohne inneren Wärmeübertrager ist demnach über das gesamte Jahr gesehen energetisch als gleichwertig zu beurteilen. Durch den Einsatz eines Inneren Wärmeübertragers ergeben sich für CO₂ sogar leichte Vorteile. Hieraus wird ersichtlich, dass R404A kein prädestiniertes Kältemittel in der Normkühlung ist. Aus diesem Grund wird in kleineren bis mittleren Anlagen auch R134a eingesetzt. Bei großen Anlagen ist jedoch der Ansaugvolumenstrom im Vergleich zu R404A zu hoch.

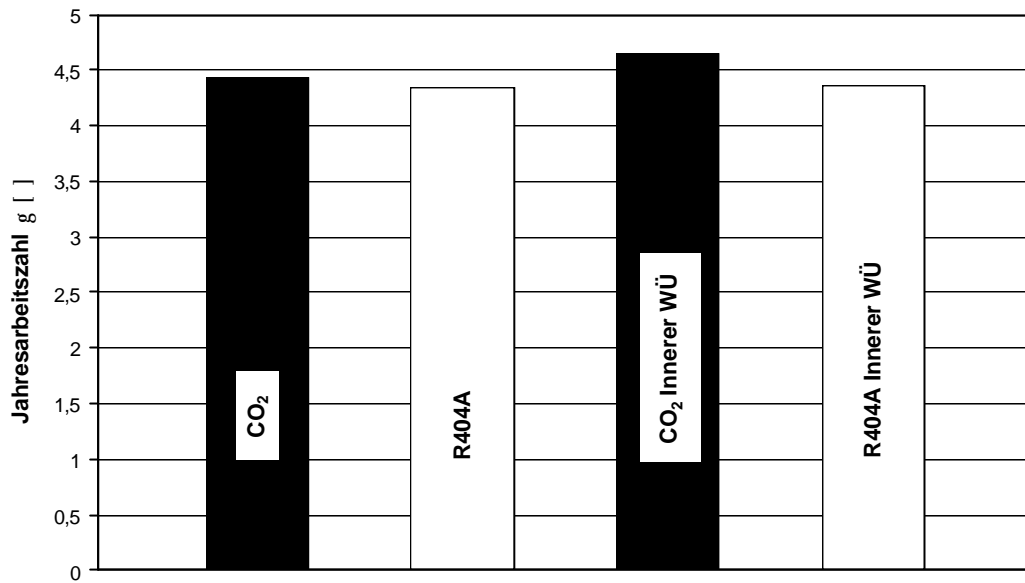


Abb. 5.13: Jahresarbeitszahlen für Normalkühlbereich bei $t_0 = -8^\circ\text{C}$

Aus ökonomischen Gründen wird oftmals auf die energetisch günstigere Variante verzichtet.

Aufgrund der gewonnenen Erkenntnisse aus den Berechnungen zur Ermittlung der Leistungszahlen in der Tief- und Normalkühlung (Kapitel 5.2; 5.5) wurden weitere theoretische Untersuchungen an zweistufigen Systemen mit Mitteldruckverdampfung durchgeführt. Die Abbildung 5.14 zeigt vier implementierte Schaltungsvarianten zur gekoppelten Kältebereitstellung in der Tief- und Normalkühlung. In den Berechnungen wurde für den isentropen Gütegrad der Niederdruckstufe der Funktionsverlauf nach Gleichung 5.1 und für den Hochdruckverdichter die Beziehung nach Gleichung 5.2 gewählt. Im Prozess H und J sind zusätzlich innere Wärmeübertrager installiert. Sie bieten die Möglichkeit, das verdampfte Kältemittel aus der Normalkühlung zur Unterkühlung des Fluids aus dem Enthitzer zu nutzen. Dabei stellen sich je nach Kälteanforderung stark unterschiedliche Massenstromverhältnisse ein, die eine starke Aufheizung des Sauggases zur Hochdruckstufe bewirken würden. Durch zusätzliche Einspritzung von Kältemittel wird das Sauggas zwar wieder gekühlt, der energetische Vorteil des inneren Wärmeübertragers wird aber teilweise wieder aufgehoben. Daher werden in den folgenden Vergleichen nur die Schaltungen aus Abbildung G und I herangezogen. Sie unterscheiden sich von den Darstellungen in der Tiefkühlung nur durch den zusätzlichen

Mitteldruckverdampfer und das notwendige Stellventil. Die erforderliche Kältemittelpumpe ist hier nicht eingezeichnet.

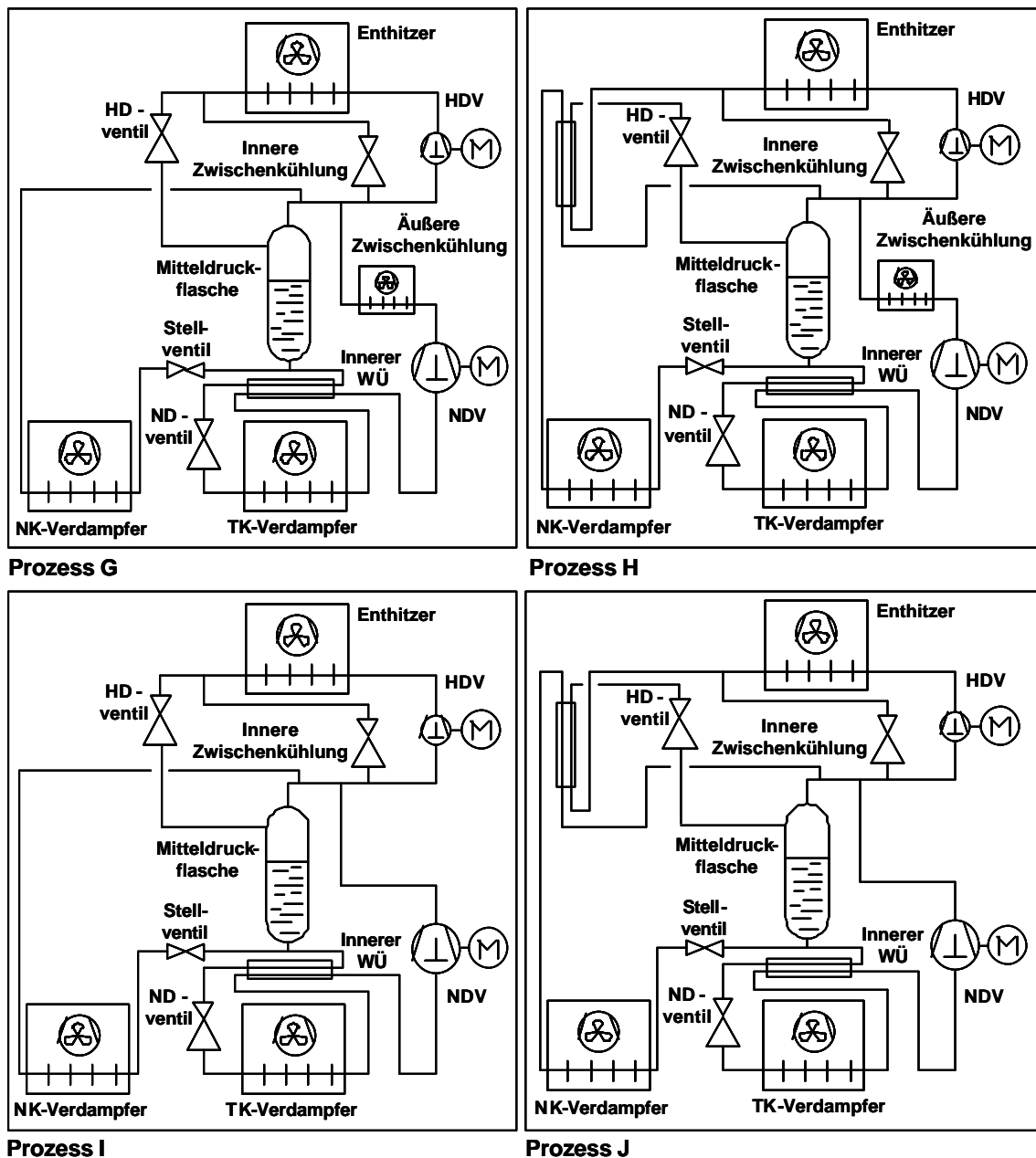


Abb. 5.14: Implementierte Schaltungsvarianten zur Tief- und Normalkühlung mit CO₂

Wird eine äußere Zwischenkühlung eingesetzt, so ist zusätzlich eine Nacheinspritzung vorgesehen (Abbildung G und H), die zur Vermeidung von zu hohen Verdichtungsendtemperaturen in der zweiten Stufe dient. Hier muss je nach eingestellter Überhitzung in der Normalkühlung weniger Kältemittel eingespritzt werden. Die Abbildung 5.15 zeigt den Verlauf der Leistungszahlen bei unterschiedlichen Verdampfungstemperaturen in Abhängigkeit von der Lufttemperatur für die Prozesse G und I.

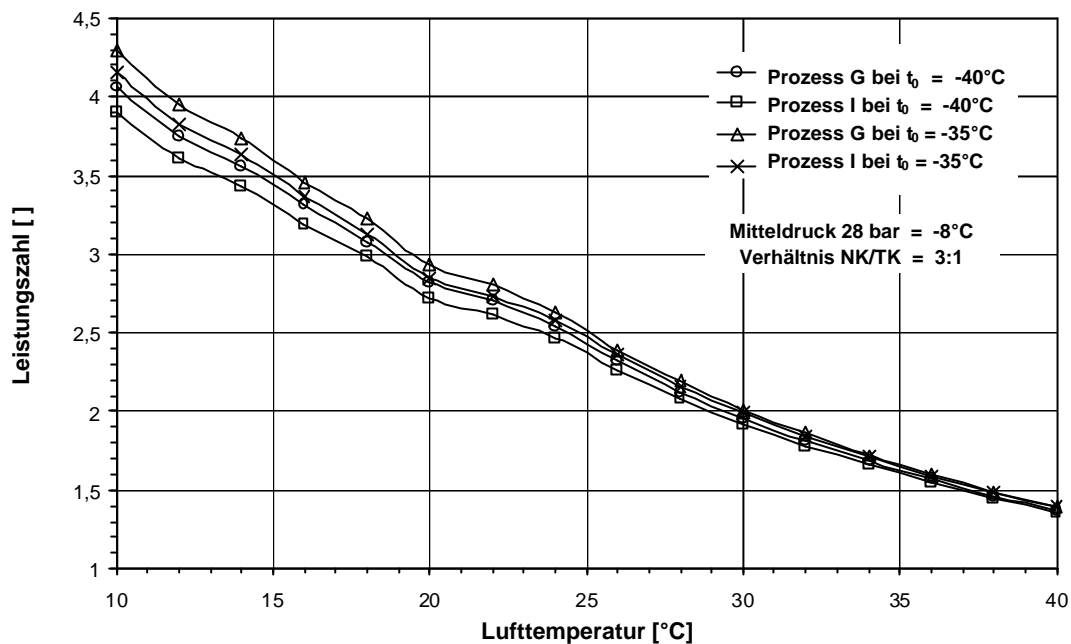


Abb. 5.15: Vergleich der Schaltungsvarianten G und I zur Tief- und Normalkühlung

Das Verhältnis der Kälteleistung zwischen der Normal- und Tiefkühlung beträgt 3:1. Bei hohen Lufttemperaturen unterscheiden sich die Leistungszahlen der einzelnen Prozesse nur sehr gering. Dies ist dadurch zu erklären, dass die äußere Zwischenkühlung in der Tiefkühlung bei steigender Lufttemperatur und konstantem Mitteldruck (28 bar) an Einfluss verliert. Aber auch unter moderaten Bedingungen ist die Abweichung zum Prozess I mit innerer Zwischenkühlung gering. Bei einer Lufttemperatur von 10°C liegt die Änderung in der Leistungszahl unter 4%. Anzumerken ist, dass bei einem höheren Verhältnis der Kälteleistung zwischen der Normal- und Tiefkühlung der Unterschied noch geringer ausfallen wird. Dementsprechend wird bei einem kleineren Verhältnis die Abweichung größer. Somit wird je nach Anlagenanforderung eine Entscheidung für oder gegen eine äußere Zwischenkühlung zu treffen sein. Die Untersuchungen im praktischen Teil dieser Arbeit verzichten bei der zusätzlichen Mitteldruckverdampfung auf eine äußere Zwischenkühlung.

6. Optimaler Hoch- und Mitteldruck.

Das Betriebsverhalten einer unterkritisch arbeitenden, zweistufigen CO₂-Kälteanlage ist identisch zu einer konservativen zweistufigen Anlage.

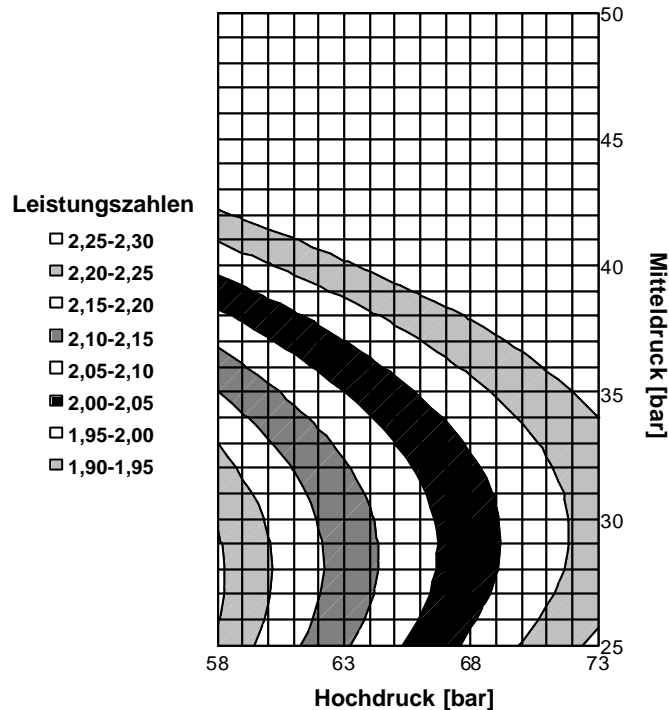


Abb. 6.1: Leistungszahlen in Abhängigkeit von Hoch- und Mitteldruck (Lufttemperatur 10°C, Verdampfungstemperatur -40°C)

Die Abbildung 6.1 zeigt den zweidimensionalen Verlauf der berechneten Leistungszahlen bei einer Lufttemperatur von 10°C (Kondensationstemperatur 20°C) und einer Verdampfungstemperatur von -40°C für die Schaltung E (ohne inneren Wärmeübertrager) nach Abbildung 5.2. Variiert wurde der Mittel- und der Kondensationsdruck. Wie nicht anders zu erwarten, liegt die optimale Leistungszahl immer in der Nähe des minimal möglichen Kondensationsdrucks. Leichte Abweichungen treten durch den Einfluss der isentropen Gütegrade der Verdichter bei niedrigen Druckverhältnissen auf. Der optimale Mitteldruck (hier ca. 28 bar) sollte dann im Bereich des geometrischen Mittels aus Verdampfungsdruck und Kondensationsdruck liegen (Gleichung 4.11), um die optimale Leistungszahl zu erreichen. Auch bei einer Abweichung im Mitteldruck von ± 2 bar ist keine große Änderung der Leistungszahl festzustellen. Bei unterkritischen Prozessführungen in CO₂-Kälteanlagen ist der Ansatz nach Gleichung 4.11 anwendbar. Beim transkritischen Betrieb ist der optimale Hochdruck ebenfalls unbekannt. Daher kann der optimale Mitteldruck aus dieser einfachen Beziehung nicht berechnet werden.

Erhöht man die Lufttemperatur auf 30°C (Gaskühleraustrittstemperatur 35°C), wie in Abbildung 6.2 dargestellt, so wird der Hochdruck neben dem Mitteldruck zur einer weiteren Variablen.

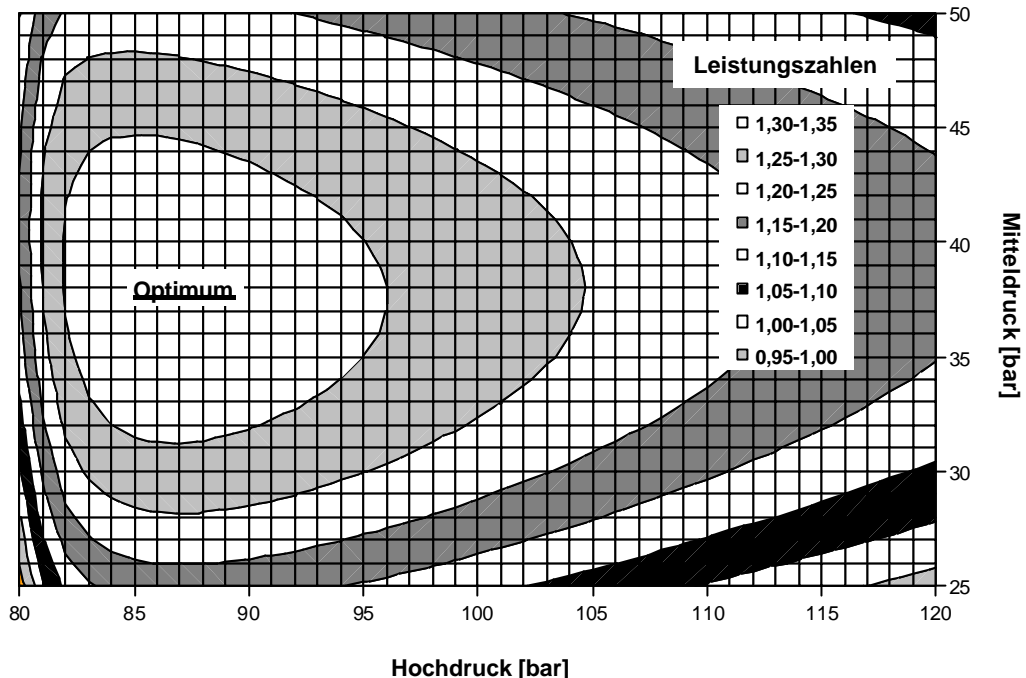


Abb. 6.2: Leistungsflächen in Abhängigkeit von Hoch- und Mitteldruck (Lufttemperatur 30°C, Verdampfungstemperatur -40°C)

Nun gibt es einen optimalen Bereich, der je nach Stufung der Leistungsflächen recht groß ist. In diesem Fall sollte der Hochdruck zwischen 83 und 95 bar und der Mitteldruck zwischen 31 und 45 bar liegen, was relativ viel Spielraum für eine geeignete Regelung lässt. Es stellt sich nun Frage, wie eine transkritische CO₂-Kälteanlage zur Tiefkühlung mit einem aus anwendungstechnischer Sicht praktikablen Regelungsverfahren betrieben werden kann. Es kommen meistens zweistufige Verdichter zum Einsatz, die in einem Verdichtergehäuse untergebracht sind. Die Zu- und Abschaltung der Verdichter geschieht über das Steuerpressostat am Saugverteiler der Niederdruckstufe. Der Mitteldruck ist durch das Verhältnis der Zylindervolumen der Verdichter festgelegt. Daher wäre der Mitteldruck nicht regelbar und müsste bei der Auslegung der Verdichter festgelegt werden. Eleganter, aber kostenintensiver wäre der Einsatz von drehzahlgeregelten Verdichtern, die je nach festgelegtem Niederdruck bzw. optimalem Mitteldruck zugeschaltet werden. In Kapitel 5.4.1 wurde festgestellt, dass selbst bei einer Änderung des Mitteldrucks auf 28 bar die Prozesse C und D energetisch gleichwertig bzw. besser sind als der

konventionelle R404A-Prozess. Falls man nun den Mitteldruck auf 28 bar festlegt, ist „lediglich“ eine Hochdruckregelung in Abhängigkeit der Gaskühleraustrittstemperatur notwendig. Dies vereinfacht den Regelaufwand erheblich. In [6.1] wird eine Gleichung zur Berechnung des optimalen Hochdrucks in Abhängigkeit der Verdampfungs- und der Gaskühleraustrittstemperatur angegeben.

$$p_{\text{HD,opt}} = \frac{2,7572 + 0,1304 \times t_0 - 3,073 \times \frac{K}{C}}{1 + 0,0538 \times t_0 + 0,1606 \times \frac{K}{C}} \times t_G - \frac{8,7946 + 0,02605 \times t_0 - 105,48 \times \frac{K}{C}}{1 + 0,05163 \times t_0 + 0,2212 \times \frac{K}{C}} \quad (6.1)$$

Der isentrope Gütegrad wird dabei durch den Faktor K/C berücksichtigt. Für den hier eingesetzten Hochdruckverdichter konnte der Faktor bei Druckverhältnissen $\pi > 2$ annäherungsweise zu 0,055 bestimmt werden. Die Ergebnisse aus der Gleichung 6.1 wurden mit denen aus den eigenen Berechnungen verglichen. Die Abbildung 6.3 zeigt den Verlauf des Hochdrucks in Abhängigkeit von der Gaskühleraustrittstemperatur aus Gleichung 6.1 im Vergleich zu den eigenen Berechnungen. Es ist eine gute Übereinstimmung der linearen Verläufe festzustellen. Für Gaskühleraustrittstemperaturen von 30 – 36°C sind die absoluten Abweichungen kleiner als 3 bar. Sie steigen bei einer Gasaustrittstemperatur von 40°C auf maximal 4,5 bar an.

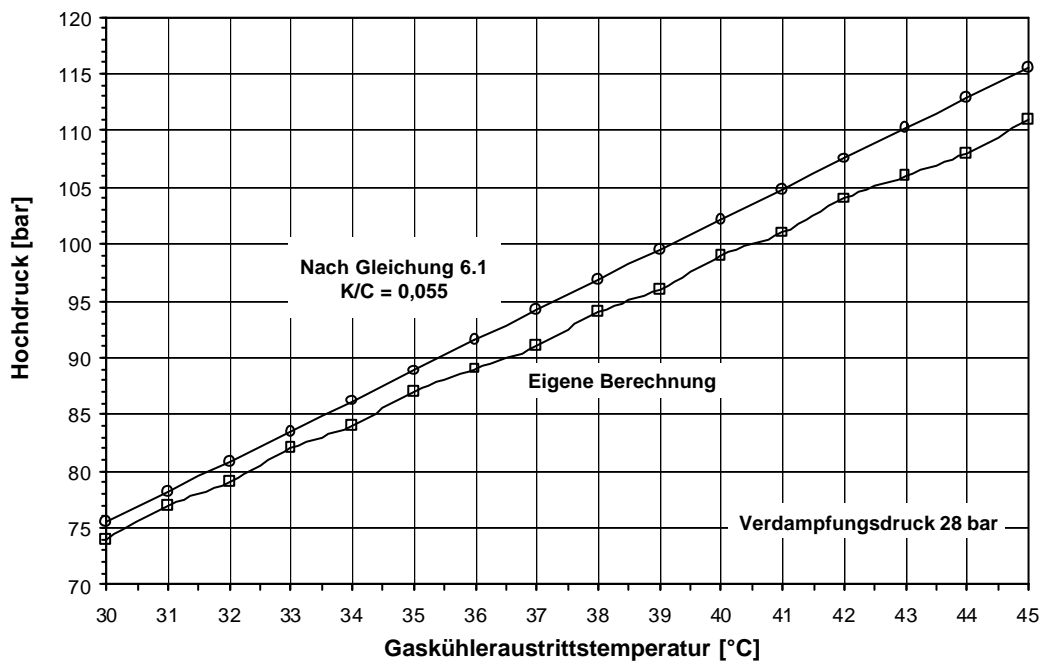


Abbildung 6.3: Hochdruck in Abhängigkeit der Gaskühleraustrittstemperatur (Verdampfungsdruck 28 bar = -8°C, einstufig)

Aufgrund des weiten Regelbereiches (Abbildung 6.2) kann die Gleichung nach 6.1 ohne eine merkbare Einbuße in der Leistungszahl zur Hochdruckregelung eingesetzt werden. Im praktischen Teil dieser Arbeit wird nochmals auf diese Thematik eingegangen.

7. Versuchsaufbau

Um die im theoretischen Teil dieser Arbeit berechneten Leistungszahlen an einer ausgeführten Anlage nachzuweisen, wurde ein Versuchsstand gemäß der schematischen Darstellung in Abbildung 7.1 aufgebaut.

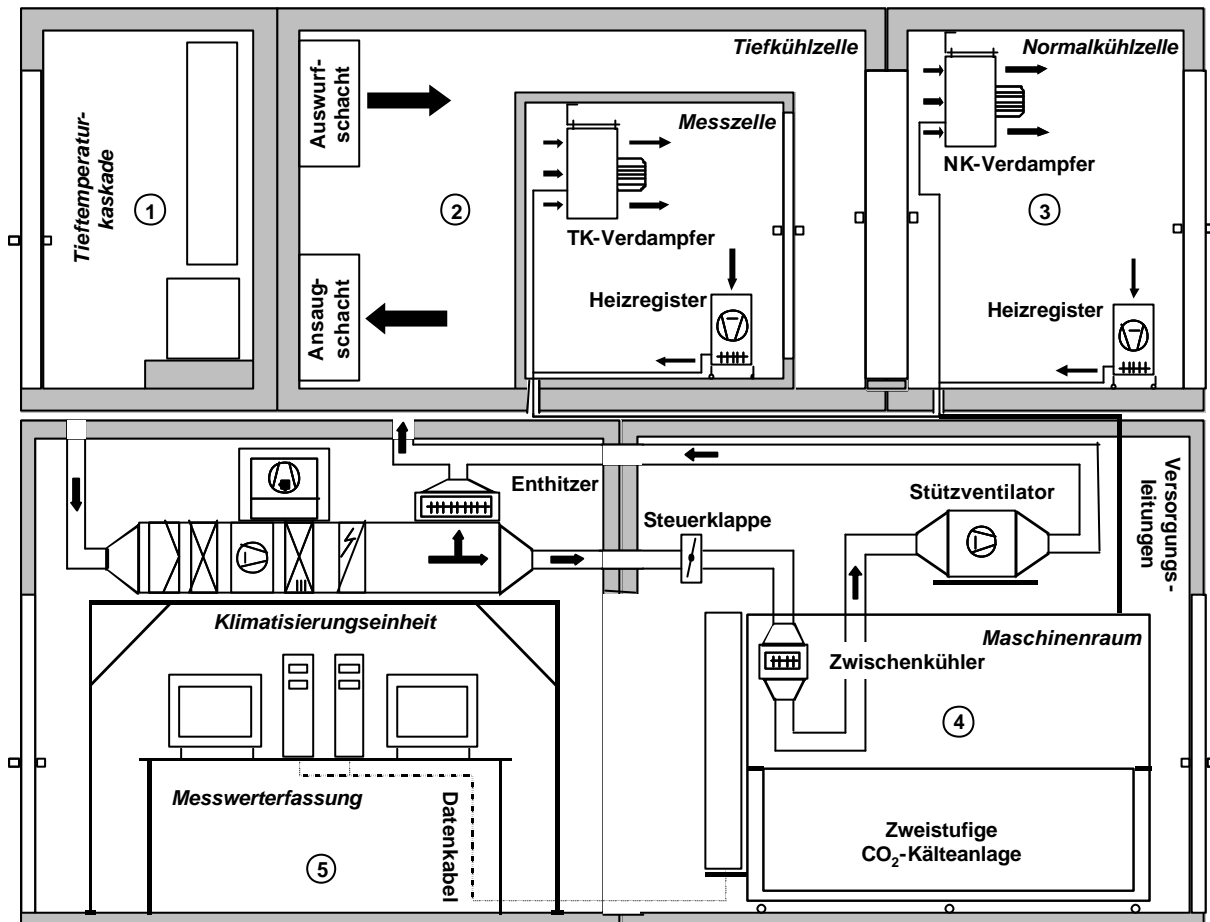


Abb. 7.1: Darstellung des Versuchsstandes

Die Tiefemperaturkaskade (Raum 1) dient zur Temperierung der Luft in der Tiefkühlzelle (Raum 2). Mit Hilfe dieser separaten Kälteanlage kann die mittlere Temperatur der Tiefkühlzelle an die mittlere Temperatur in der Messzelle angeglichen werden. Somit entstehen nahezu adiabate Verhältnisse (Kalorimeter) zwischen der Tiefkühlzelle und der Messzelle. Über ein elektronisch ansteuerbares Heizregister (Firma Jumo) wird der Messzelle eine definierte Heizleistung zugeführt. Der Stellbereich des Heizregisters beträgt 0 – 6 kW. Die Kälteleistung der CO₂-Kälteanlage wird somit aus der Summe der zugeführten elektrischen Leistungen in der Messzelle bei adiabaten Bedingungen in einem stationären Betriebspunkt bestimmt.

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_{\text{Heizregister}} + \dot{Q}_{\text{Ventilatoren}} \quad (7.1)$$

Die Aufzeichnung der elektrischen Leistung erfolgte mit Leistungsmessgeräten aus dem Hause ABB (Contrans SU). Zusätzlich wurde der elektrische Energieverbrauch mit einem geeichten Kilowattstundenzähler während sämtlicher Messreihen festgehalten. Die absolute Messunsicherheit zur Ermittlung der Leistungszahlen in der Tiefkühlung beträgt ± 50 Watt.

Die Untersuchungen mit Zwischendruckverdampfung in der Normalkühlzelle wurden ohne eine integrierte Messzelle durchgeführt (Raum 3). Die Normalkühlzelle ist zwar mit einer sehr guten Dämmung versehen, ein Einfluss auf die ermittelten Messdaten kann aber nicht vollends ausgeschlossen werden. Da aufgrund der Temperaturverhältnisse auf der Außenseite der Normalkühlzelle ein sehr geringer, nicht quantifizierbarer Wärmestrom zugeführt wird, weisen die ermittelten Leistungszahlen mit zusätzlicher Mitteldruckverdampfung eher zu niedrige Werte auf. Die Steuerung der elektrischen Leistung und die Aufnahme der relevanten elektrischen Größen erfolgt analog zu der Vorgehensweise bei der Tiefkühlung.

In Supermärkten wird zur Abfuhr der Kondensationswärme die Luft als Kühlmedium eingesetzt. Um realistische Verhältnisse im Experiment zu gewährleisten, handelt es sich hier um eine luftgekühlte, zweistufige CO₂-Kälteanlage. Die Bereitstellung der Kühlluft wird mittels einer Klimatisierungseinheit (Raum 5) vorgenommen (Fa. Menerga). Diese erlaubt es, einen Außenluftvolumenstrom von 2700 m³/h im Bereich von 6 – 40°C zu temperieren. Der Enthitzer der CO₂-Kälteanlage (Raum 5) wurde in das Gehäuse der Klimatisierungseinheit integriert. Der äußere Zwischenkühler (Raum 4) ist baulich vom Enthitzer entkoppelt worden. Die Zufuhr der Kühlluft wird mit einem zusätzlichen Ventilator und einer Steuerklappe realisiert. Mit diesem Aufbau ist es möglich, für beide Wärmeübertrager einen definierten Volumenstrom bereitzustellen. Alle Messdaten werden zentral an der Kälteanlage (Maschinenraum) erfasst und zur Auswertung an einen PC übergeben. Alle Räume liegen unmittelbar auf einer Ebene nebeneinander, so dass die maximale Länge der Kältemittelrohrleitungen nur ca. 8 Meter beträgt. Da zur Ermittlung der Leistungszahlen die Druckabfälle bei der Verwendung von CO₂ eine untergeordnete Rolle spielen, sind durch diesen Versuchsaufbau realistische Bedingungen gegeben. Die Abbildung 7.2 zeigt das Fließbild der zweistufigen CO₂-Kälteanlage mit äußerer Zwischenkühlung zur Tiefkühlung mit den Bezeichnungen der Messstellen.

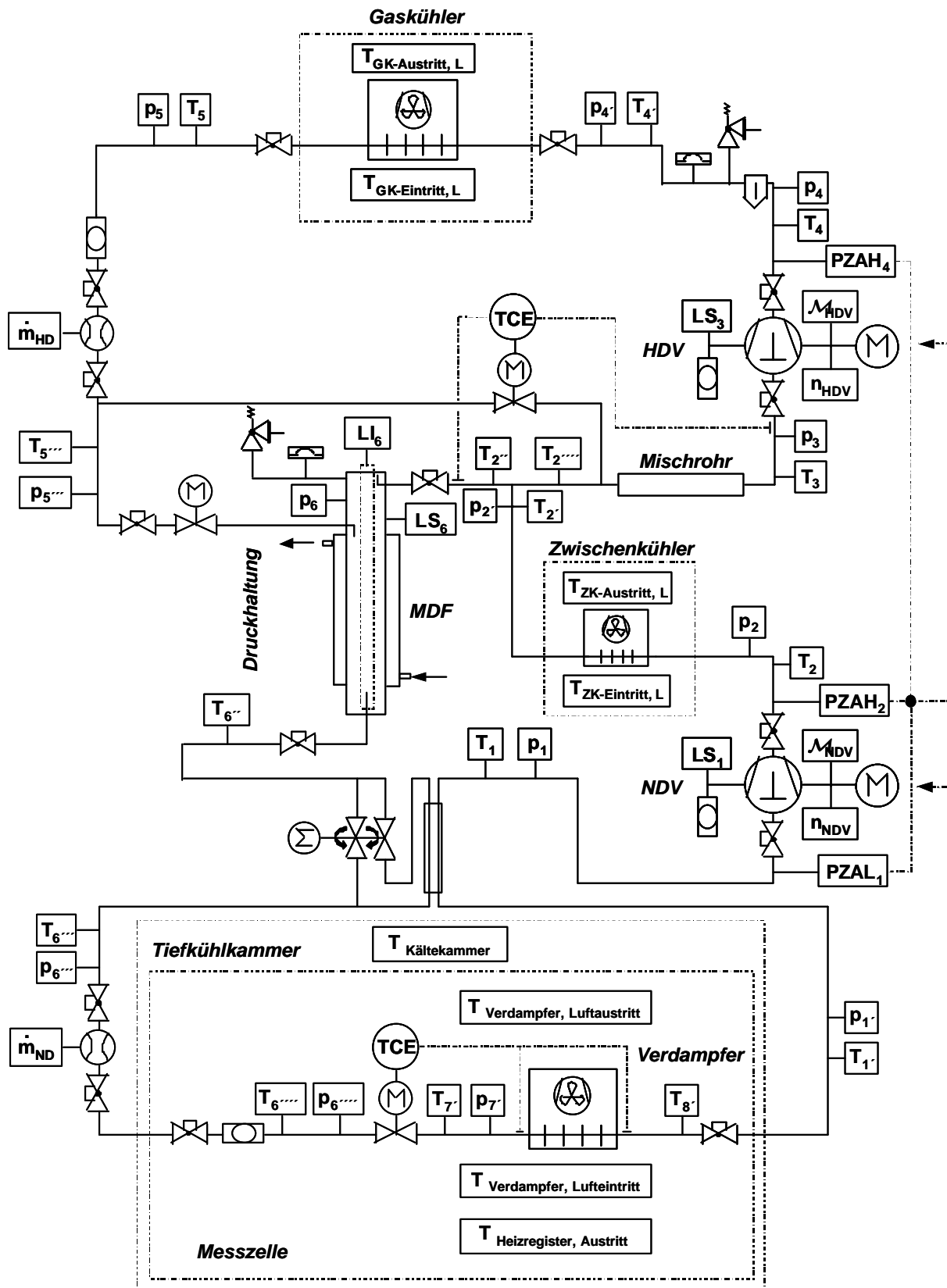


Abb. 7.2: Fließbild der CO₂-Kälteanlage zur Tiefkühlung mit äußerer Zwischenkühlung

Anhand des Fließbildes wird im weiteren Verlauf der Aufbau der Versuchsanlage näher erläutert und die eingesetzten Bauteile im Detail beschrieben. Der Versuchsaufbau mit innerer Zwischenkühlung unterscheidet sich nur durch den

Wegfall des äußeren Zwischenkühlers. Alle kältemittelseitigen Messstellen sind identisch. Der Versuchsaufbau mit zusätzlicher Mitteldruckverdampfung wird im weiteren Verlauf separat behandelt. Alle Komponenten sind für eine Kälteleistung von 4 kW bei einer Verdampfungstemperatur von -40°C ausgelegt worden.

Verdichter

In der Hochdruckstufe der Kälteanlage kam in sämtlichen Untersuchungen ein CO_2 -Kompressor aus dem Hause Bock zum Einsatz. Hierbei handelt es sich um einen offenen, 2-Zylinder-Hubkolbenverdichter (FKX3- CO_2) mit einem Drehzahlbereich von 500 bis 1500 U/min. Der theoretische Ansaugvolumenstrom dieses Verdichters beträgt bei den angegebenen Drehzahlen 1,8 bis $5,4 \text{ m}^3/\text{h}$. Angetrieben wurde der Verdichter von einem vierpoligen, drehzahlregelbaren Elektromotor (Danfoss FCM 375) mit einer Leistung von 7,5 kW. Das Übersetzungsverhältnis zwischen dem Motor und dem Verdichter betrug 3:1. In der Niederdruckstufe der Versuchsanlage wurde zunächst ein halbhermetischer Verdichter aus dem Hause Dorin eingesetzt (Modell CD 4.027S). Dieser Verdichter besitzt bei einer Drehzahl von 1450 U/min einen theoretischen Ansaugvolumenstrom von $2,7 \text{ m}^3/\text{h}$ (50Hz). Die maximale elektrische Leistungsaufnahme des Motors liegt bei 4 kW. Zur Drehzahlregelung wurde ein Frequenzumformer (Danfoss VLT 3011) verwendet. Zur Feststellung der zugeführten mechanischen Arbeit in der Niederdruckstufe wurde nach den Einführungsuntersuchungen mit dem Dorin-Verdichter auf einen offenen Verdichter aus dem Hause Bitzer zurückgegriffen (Bitzer Typ II Y), der bereits in [2.3] zum Einsatz kam. Der theoretische Ansaugvolumenstrom liegt bei einer Drehzahl von 485 bis 1000 U/min zwischen $2,19$ und $4,52 \text{ m}^3/\text{h}$. Dieser Verdichter ist nach einigen Modifikation am Gehäuse und am Zylinderkopf bis zu einem maximalen Überdruck von 38 bar betrieben worden. Vor Inbetriebnahme wurde eine Druckprobe mit Öl bei einem Druck von 65 bar durchgeführt. Der Antrieb des Verdichters erfolgte ebenfalls durch einen vierpoligen, drehzahlregelbaren Elektromotor (Danfoss FCM 355) mit einer Leistung von 5,5 kW. Das Übersetzungsverhältnis zwischen Motor und Verdichter betrug, wie in der Hochdruckstufe, 3:1. Für die Untersuchungen mit zusätzlicher Mitteldruckverdampfung ist in der Niederdruckstufe aufgrund des gewählten Verhältnisses der Kälteleistungen zwischen der NK- und der TK-Kühlung ein Verdichter mit einem geringeren Ansaugvolumenstrom installiert worden.

Zum Einsatz kam der offene Verdichter des Typs 0 von Bitzer. Der minimale, theoretische Fördervolumenstrom bei einer Drehzahl von 545 U/min beträgt 0,92 m³/h, bei einer maximalen Drehzahl von 1060 errechnet sich ein Ansaugvolumenstrom von 1,8 m³/h. Aufgrund des festgelegten Mitteldrucks von 28 bar wurde der Verdichter ohne Modifikationen eingesetzt.

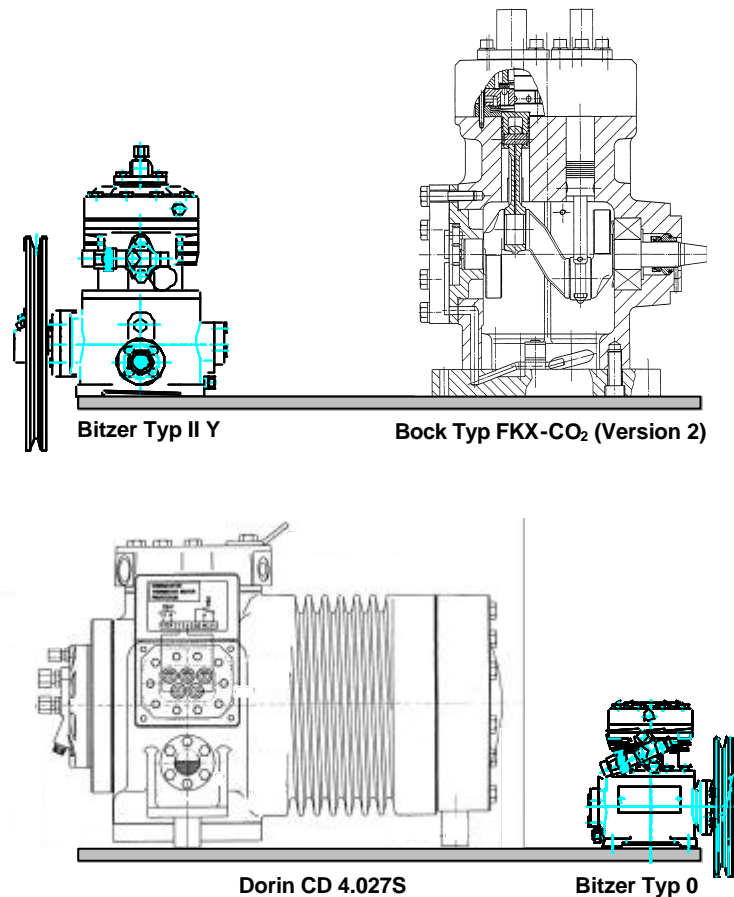


Abb. 7.3: Darstellung der eingesetzten Verdichter

Die Abbildung 7.3 zeigt das ungefähre Größenverhältnis der eingesetzten Verdichter. Aufgrund der hohen volumetrischen Kälteleistung besitzen die Verdichter gegenüber Kompressoren für synthetische Kältemittel bei gleicher Kälteleistung geringere Abmaße. Dies ist gerade bei Verbundkälteanlagen in der Supermarktkälte ein enormer Vorteil.

CO₂-Kältemaschinenöl

Die Auswahl eines geeigneten Schmierstoffes ist für eine offene zweistufige CO₂-Kälteanlage von entscheidender Bedeutung. In den Versuchsreihen wurden die Verdampfungstemperaturen zwischen -30 und -45°C variiert.

Gleichzeitig erreicht man in der Hochdruckstufe bei hohen Außenlufttemperaturen eine Verdichtungsendtemperatur von ca. 120°C. Somit muss ein Maschinenöl zur Anwendung kommen, das bei tiefen Temperaturen gute Fließeigenschaften für den Ölrücktransport aufweist und bei hohen Temperaturen eine ausreichende Viskosität zur Schmierung der heißen, beweglichen Teile im Verdichter gewährleistet. Von Vorteil ist zudem ein lösliches Öl-Kältemittelsystem, was den Rücktransport des Öls aus den abgelegenen Anlagenteilen (Supermarkt) unterstützt. Durch diesen Vorteil erkaufte man sich aber auch einen nicht vermeidbaren Nachteil. Denn durch eine erhöhte Löslichkeit des Kältemittels im Öl wird die Viskosität des Öl-Kältemittelgemisches herabgesetzt. Da CO₂ bekanntlich gute Lösemittel-eigenschaften besitzt, kommt es je nach Konzentration des Kohlendioxids im Öl zu einer starken Herabsetzung der Viskosität. Hohe Drücke und tiefe Temperaturen unterstützen die Löslichkeit. Daher müssen in allen CO₂-Anlagen Kältemaschinenöle mit einer hohen Viskositätsklasse eingesetzt werden. Speziell für CO₂-Anwendungen sind lösliche Kältemaschinenöle auf synthetischer Esterbasis entwickelt worden. Sie verfügen über temperaturstabile und alterungsbeständige Grundkomponenten in Verbindung mit Verschleißschutzzusätzen. Für die hier durchgeführten Untersuchungen wurde das Kältemaschinenöl RENISO C85E aus dem Hause Fuchs verwendet. Die Tabelle 7.1 zeigt einige typische Kenndaten dieses Schmierstoffes.

Eigenschaften	Einheit	Daten	Prüfung nach
Dichte bei 15°C	kg/m ³	1004	DIN 51 757
Kinem. Viskosität bei 40°C	mm ² /s	84	DIN 51 562-1
Kinem. Viskosität bei 100°C	mm ² /s	10,7	DIN 51 562-1
Viskositätsindex	-----	112	DIN ISO 2909
Pourpoint	°C	-39	DIN ISO 3016
Neutralisationszahl	mgKOH/g	0,02	DIN 51 558

Tabelle 7.1: Typische Kenndaten des Kältemaschinenöls Reniso C85E [7.1]

Trotz der hohen Viskosität (Viskositätsindex 112) besitzt das Öl einen niedrigen Stockpunkt (Pourpoint). Somit sind die Forderungen nach ausreichenden Schmiereigenschaften bei hohen Temperaturen und gleichzeitig guter Fließeigenschaft bei tiefen Temperaturen erfüllt. Bei hohen Außenlufttemperaturen werden, wie schon angeführt, Verdichtungsendtemperaturen bis zu 120°C erreicht. Bei einer Temperatur von 100°C ist noch ein Viskositätswert von $\nu=10,7 \text{ mm}^2/\text{s}$ festzustellen. An den heißen Bauteilen (Kolben, Ventile) wird somit der Richtwert von $\nu=10 \text{ mm}^2/\text{s}$

nach [7.2] leicht unterschritten. Durch den zusätzlichen Anteil an Kohlendioxid liegt die Viskosität des Öls an den Schmierstellen mit hoher Temperatur noch etwas niedriger. Daher ist der Einsatz dieses Öls als Grenzfall zu betrachten. Durch die Verwendung eines höherviskosen Öls (RENISO E100) könnte man der Beeinträchtigung des Schmierfilms an den kritischen Bauteilen entgegenwirken. Dadurch werden aber die Fließeigenschaften bei tiefen Temperaturen negativ beeinflusst, was den Rücktransport des Öls erschwert. Weiterhin bedeutet eine höhere Viskosität des Öls einen stärkeren Schmierfilm an den Rohrleitungen des Verdampfers, was den Wärmeübergang negativ beeinflussen könnte. Während der Versuche gab es mit dem eingesetzten Öl keine augenscheinlichen Probleme bezüglich einer zu geringen Schmierfähigkeit im Hochdruckverdichter (Ölproben) oder eines reduzierten k-Wertes im Verdampfer (Temperaturabstand).

Wärmeübertrager (Verdampfer, Enthitzer, äußerer Zwischenkühler)

Der Enthitzer und der äußere Zwischenkühler zur Wärmeabgabe an die temperierte Außenluft sowie der TK-Verdampfer zur Wärmeaufnahme in der Tiefkühlzelle (siehe Abb. 7.1) sind drei Sonderkonstruktionen, die von der Firma Behr Mylau gefertigt wurden. Es handelt sich hierbei um Lamellenrohrluftkühler. Die Geometrie des Enthitzers wurde so festgelegt, dass er ohne Querschnittsverjüngung in die Klimatisierungseinheit integriert werden konnte. Der äußere Zwischenkühler ist direkt in die Tragkonstruktion der Kälteanlage eingesetzt worden. Die Luftzufuhr wird durch einen zusätzlichen Ventilator sichergestellt. Der Verdampfer wurde in ein bestehendes Gehäuse mit Axialventilator aus dem Hause GEA eingesetzt. Für die zusätzliche Mitteldruckverdampfung ist ein handelsüblicher Lamellenrohrluftkühler, ebenfalls von der Firma GEA (Typ SGA 41), installiert worden. In der Tabelle 7.2 sind die wichtigsten technischen Daten des eingesetzten TK-Verdampfers, des äußeren Zwischenkühlers und des Enthitzers aufgelistet. Durch die Tieftemperaturkaskade besteht die Möglichkeit, die Tiefkühlzelle stark zu entfeuchten. Daher konnte bei der Auslegung des Verdampfers ein geringer Lamellenabstand von 3 mm gewählt werden. Der Rohraußendurchmesser ist mit 8,44 mm im Vergleich zu herkömmlichen Verdampfern relativ klein. In Verbindung mit der Wandstärke von 1 mm können diese Wärmeübertrager mit einem Druck von 120 bar beaufschlagt werden. Der Enthitzer besitzt elf parallele Kältemittelwege.

Wärmeübertragerangaben	TK-Verdampfer	Enthitzer	Zwischenkühler
Lamellierte Länge	530 mm	560 mm	250
Rohrzahl quer zur Luftrichtung	18	22	10
Parallele Kältemittelwege	9	11	2
Rohrteilung quer zur Luftrichtung	25 mm	25 mm	25 mm
Rohraußendurchmesser	8,44 mm	8,44 mm	8,44
Rohrwandstärke	1 mm	1 mm	1 mm
Lamellenteilung	3 mm	2,5 mm	2,1 mm
Rohrzahl in Luftrichtung	12	6	10
Rohrteilung in Luftrichtung	12,5 mm	12,5 mm	12,5 mm
Rohrbogeninnendurchmesser	5,94 mm	5,94 mm	5,94 mm
Lamellendicke	0,2 mm	0,2 mm	0,1 mm
Rohranordnung	versetzt	versetzt	versetzt
Luftvolumenstrom	1620 m ³ /h	2500 m ³ /h	500 m ³ /h
Druckabfall, luftseitig	65,6 Pa	52,2 Pa	78,1 Pa
Wärmedurchgangskoeffizient	62,3 W/m ² *K	37,3 W/m ² *K	40,8 W/m ² *K
Wärmeleistung	5 kW	8,3 kW	2,4 kW

Tabelle 7.2: Technische Daten der eingesetzten Lamellenrohr-Wärmeübertrager (Cu, Al)

Durch eine Verringerung der Anzahl der parallelen Wege kann bei sonst gleicher Geometrie der Wärmedurchgangskoeffizient gesteigert werden. Die Folge wäre eine nicht unerhebliche Erhöhung der Wärmeleistung. Durch die höheren Kältemittelgeschwindigkeiten wird aber der Druckabfall ansteigen, so dass hier ein Optimum gefunden werden muss. Prinzipiell wirken sich die Druckabfälle bei CO₂ weniger stark aus, so dass eine Reduzierung der parallelen Kältemittelwege im nachhinein ratsam gewesen wäre. Für die hier durchgeführten Untersuchungen war der Enthitzer aber ausreichend dimensioniert.

Mitteldruckflasche

Die Mitteldruckflasche ist das zentrale Bauteil der CO₂-Kälteanlage. Die Abbildung 7.4 zeigt die technische Zeichnung des ausgelegten Druckbehälters. Dieser Apparat besitzt ein Volumen von 5,4 Litern und ist bis zu einem maximalen Betriebsüberdruck von 80 bar zugelassen (TÜV-Abnahmeprüfung). In diesem Apparat wird der durch den Drosselvorgang entstehende gasförmige Anteil vom flüssigen Kältemittel separiert und am Kopf des Abscheiders wieder angesaugt. Um das Mitreißen von kleineren Tropfen zu vermeiden, wurde ein Drahtgeflecht leicht unterhalb der Ansaugung eingesetzt. An der Unterseite der Mitteldruckflasche befinden sich die

Anschlüsse zum Abziehen des gesättigten, flüssigen Kältemittels.

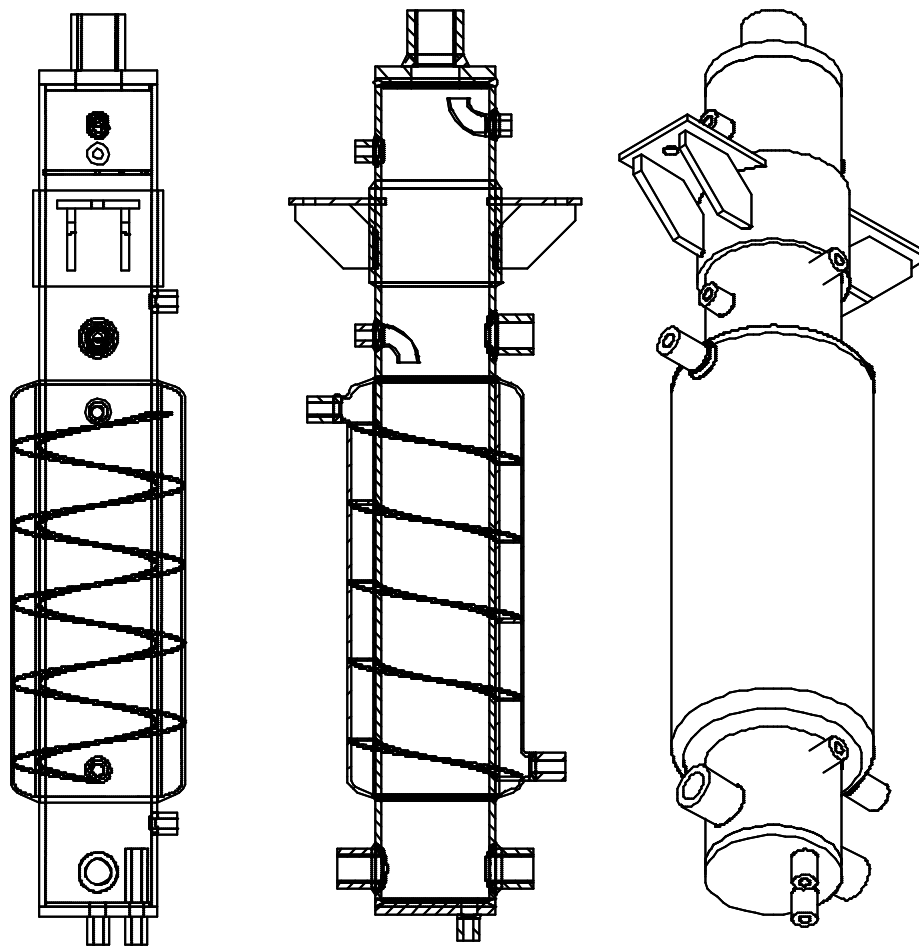


Abb. 7.4: Der Mitteldruckabscheider, Querschnitt und 3D-Ansicht

Im oberen Drittel des Behälters ist der Anschluss für das gedrosselte Kältemittel aus der Hochdruckstufe angebracht. Auf dem Abscheider ist die Muffe zum Einschrauben des Radarfüllstandsmessgerätes zu erkennen. Mit Hilfe dieser Einrichtung konnte der aktuelle Füllstand während der Untersuchungen aufgezeichnet werden. Hierauf wird bei der Erläuterung der Messtechnik noch einmal eingegangen. Am Boden befinden sich die Muffen zum Einschrauben der Schaugläser, um den Füllstand auch visuell abschätzen zu können. Der Druckbehälter wurde mit einer Berstscheibe (Fa. Schlesinger, Ansprechdruck 80 bar), einem Abblasventil (Fa. Swagelok, Ansprechdruck 50 bar) und einem Füllstandsschalter (Fa. Mobrey) ausgerüstet, der bei ca. 3/5 der maximalen Füllhöhe einen Alarm auslöst. Zur Druckhaltung ist ein Kühlmantel auf das eigentliche Druckrohr aufgesetzt.

Wie aus Abbildung 7.2 zu entnehmen ist, wird das Druckgas aus der ersten Stufe nicht, wie üblich, in die Mitteldruckflasche geführt, sondern direkt an die

Ansaugleitung vor dem Mischrohr angeschlossen. Diese Fahrweise hat bei der ausgewählten Schaltung wesentliche Vorteile. Als Faustregel für die folgenden Ausführungen kann gesagt werden, dass alle nur möglichen, baulichen Maßnahmen getroffen werden müssen, um die Hochdruckstufe zu entlasten. Es wurde bereits erläutert, dass das CO_2 , wie auch die halogenierten Kältemittel, eine niedrige spezifische Verdampfungsenthalpie aufweist. Gerade bei hohen Außenlufttemperaturen und optimalen Mitteldrücken würde durch das Eindrücken des Druckgases aus der ersten Stufe in die Mitteldruckflasche ein hoher Kältemittelanteil verdampfen. Somit würde beim Einsatz der inneren als auch der äußeren Zwischenkühlung der Massenstrom in der Hochdruckstufe unnötigerweise ansteigen. Es sollte aber nur soviel Kältemittel verdampfen, wie notwendig ist, um eine hohe Verdichtungsendtemperatur nach der zweiten Verdichtungsstufe zu vermeiden. Dies geschieht bei der inneren Zwischenkühlung durch den Überhitzungsregler. Bei der Verwendung einer äußeren Zwischenkühlung ist eine Einspritzung von flüssigem Kältemittel nicht unbedingt erforderlich. Die hängt im Wesentlichen von der restlichen Überhitzungswärme nach der Zwischenkühlung und der maximal zulässigen Verdichtungsendtemperatur ab.

Durch die geringe Viskosität und Oberflächenspannung des Kohlendioxids werden nach dem Expansionsvorgang sehr kleine Flüssigkeitstropfen erzeugt. Erschwerend kommt hinzu, dass das Kohlendioxid eine hohe Dampfdichte besitzt. Um eine effektive Abscheidung zu gewährleisten, müssen im Verhältnis zu anderen Kältemitteln größere Querschnittsflächen im Abscheider zur Verfügung gestellt werden. Würde der Dampfmassenstrom zur Abfuhr der Überhitzungswärme neben dem Flashgas zusätzlich hinzukommen, wäre eine weitere Kraftkomponente entgegen der gewünschten Tropfenbewegung die Folge, was das Abregnen des flüssigen Kältemittels stark behindern würde.

In ausgeführten Anlagen befindet sich der Ölabscheider nach der zweiten Stufe. Würde man das Druckgas aus der ersten Stufe direkt einleiten, wird sich je nach Ölwurf des Niederdruckverdichters eine gewisse Menge Öl im flüssigen CO_2 in der Mitteldruckflasche lösen. Aufgrund der hervorragenden Löslichkeitseigenschaften von CO_2 ist davon auszugehen, dass es sich hierbei um eine beachtliche Ölmenge handeln wird.

Durch die Umgehung der Mitteldruckflasche können wesentliche betriebstechnische Schwierigkeiten und energetische Nachteile verhindert werden. Durch diese

Fahrweise kann die zur Verfügung gestellte Querschnittsfläche zur Abscheidung der Tropfen auf ein Minimum reduziert werden, was sich in einem kostengünstigeren Mitteldruckabscheider, gerade bei der ausschließlichen Bereitstellung von Kälte in der Tiefkühlung (optimaler Mitteldruck), widerspiegelt. Aufgrund der hier angeführten Gegebenheiten bei der Verwendung von CO₂ wurde der Aufbau gemäß Abbildung 7.2 festgelegt.

Ölabscheidung

Um eine effektive Ölabscheidung zu ermöglichen, wurde ein Ölabscheidersystem nach Abbildung 7.5 aufgebaut. Das Druckgas aus der Hochdruckstufe gelangt zunächst in den eigentlichen Ölabscheider. Es handelt sich hierbei um einen Hochdruck-Filterabscheider aus dem Hause Parker Filtration. Die Tabelle 7.3 stellt die wichtigsten technischen Daten des Filterabscheiders dar. Trotz des hohen maximalen Betriebsdrucks von 100 bar ist dieser Filterabscheider sehr kompakt aufgebaut (siehe Abmaße).

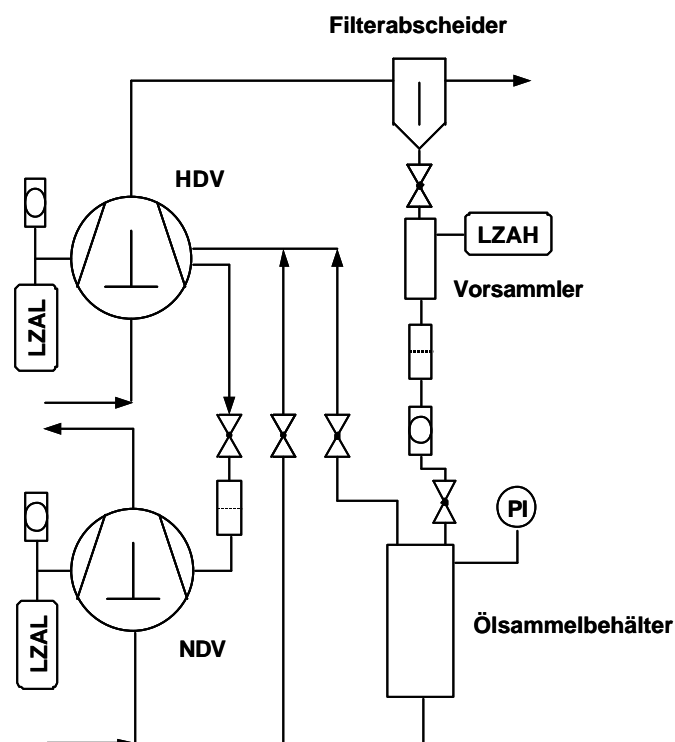


Abb. 7.5: Ölabscheidung

Das abgeschiedene Öl gelangt in den Vorsammler, der ein Volumen von ca. 0,5 Litern aufweist. Er dient dazu, das übrige Ölmanagement vom Hochdruck zu trennen.

Nachdem der Füllstandsschalter im Vorsammler eine „High-Level-Meldung“ ausgibt (Lichtsignal am Schaltschrank), werden die Ventile nach einer fest vorgegebenen Reihenfolge geöffnet bzw. wieder geschlossen. Durch dieses Ölabscheidersystem ist es möglich, auch bei hohen Drücken eine ausreichende Menge Öl zu den Verdichtern zurück zu transportieren. Der Niederdruckverdichter ist vom eigentlichen Ölabscheider-System getrennt. Dem Verdichter wird das benötigte Öl direkt aus dem Hochdruckverdichter zugeführt. Da der Niederdruckverdichter nicht direkt in die Mitteldruckflasche eindringt, bleibt somit, abgesehen von der nicht abgeschiedenen Ölmenge nach dem Filterabscheider, das gesamte Öl innerhalb dieses Anlagenteils.

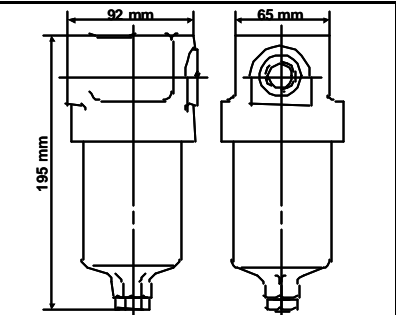
Art	Daten	
Filtereinsatz	Microglas Coalescer	
Abscheidegrad	Grad 4 (99,995%)	
Druckabfall (trocken)	0,086 bar	
Betriebstemperatur	100°C	
Betriebsdruck	100 bar	
Massenstrom	200 kg/h	

Tabelle 7.3: Technische Daten Filterabscheider

Alle Messreihen konnten bezüglich der Ölrückführung ohne Schwierigkeiten durchgeführt werden. Jedoch hängt dies nicht nur vom Wirkungsgrad der Ölabscheidung ab, sondern auch von der Einhaltung hoher Kältemittelgeschwindigkeiten, vor allen Dingen in den Saugleitungen zu den Verdichtern. Es kann an dieser Stelle nicht genau gesagt werden, wie das Verhältnis zwischen der abgeschiedenen und der durch die hohen Kältemittelgeschwindigkeiten automatisch zurückgeführten Ölmenge ist. Hier müssen weitere detaillierte Untersuchungen durchgeführt werden (Ölwurfuntersuchungen an den Verdichtern, Ölanteil im Kältemittel). Aus den praktischen Erfahrungen an der ausgeführten Anlage kann gesagt werden, dass ein erheblicher Anteil des ausgeworfenen Öls des Hochdruckverdichters abgeschieden wird.

Innerer Wärmeübertrager

Der innere Wärmeübertrager bewirkt die Unterkühlung des flüssigen, gesättigten Kältemittels aus der Mitteldruckflasche mit Hilfe des kalten Sauggases aus der Tiefkühlung. Durch diese Maßnahme kann eine Vorverdampfung bis zum Expansionsventil in der TK-Kühlung vermieden werden. Energetisch hat der Einsatz

dieses Apparats keine Vorteile. Der innere Wärmeübertrager besteht aus einem Aluminium-Doppelrohr mit Sternprofil, welches von der Firma Hydro-Aluminium zur Verfügung gestellt wurde. Die Abbildung 7.6 zeigt die Abmaße des eingesetzten Rohres. Der Wärmeübertrager wurde als Gegenströmer konzipiert, wobei das flüssige Kältemittel im Innenrohr und das Sauggas im Außenrohr geführt wird. Die wirksame Wärmeübertragungslänge beträgt ca. 2×30 cm. Die Verbindungen zu den Kältemittelleitungen wurden mit Hilfe von *Swagelok*-Verschraubungen realisiert. Dieser innere Wärmeübertrager kann somit bis zu einem Druck von 120 bar eingesetzt werden. Zunächst war vorgesehen, das Bauteil als Hochdruckrekuperator einzusetzen. Aufgrund der schon beschriebenen Gegebenheiten wurde auf diese Anwendung verzichtet. Dieser Apparat fand ausschließlich in der Niederdruckstufe Anwendung. Die Unterkühlung der Flüssigkeit wird mit Hilfe zweier gegenläufiger Ventile, die mittels eines Stellmotors (Firma Roloff) betrieben werden, eingestellt. Somit kann ein Kältemittelmassenstrom von 0-100% über den Wärmeübertrager geführt werden (siehe Abbildung 7.2). In den Versuchsreihen wurde das Kältemittel immer maximal unterkühlt, das bedeutet der gesamte Kältemittelmassenstrom aus der Mitteldruckflasche fließt über den Rekuperator. Somit stellt sich je nach Temperaturdifferenz zwischen dem Sauggas und dem flüssigen Kältemittel aus der Mitteldruckflasche eine unterschiedliche Unterkühlung ein (maximal 5 K). Hierauf wird bei der Auswertung der Messwerte noch einmal eingegangen. Hauptaufgabe des inneren Wärmeübertragers ist es, den Druckabfall im Coriolis-Durchflussmessgerät zu kompensieren.

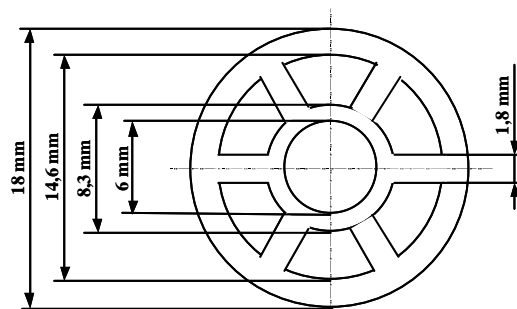


Abb. 7.6: Innerer Wärmeübertrager (Querschnitt Rohrmaterial)

Expansionsventile

In der Versuchsanlage wurden drei digitale Überhitzungsregler vom Typ MPS 21 in Verbindung mit drei Expansionsventilen vom Typ RTC-CO₂ aus dem Hause Egelhof installiert. Die Expansionsventile in der Tiefkühlung und zur Nacheinspritzung

(innerer Zwischenkühlung) arbeiten als normale Überhitzungsregler. Die Einstellung der Überhitzung in der Tiefkühlung ist auf 8 Kelvin festgelegt worden. Für die Nacheinspritzung wurde eine Überhitzung von 15 Kelvin gewählt. Dadurch ergab sich im Vergleich zu den praktischen Untersuchungen mit äußerer Zwischenkühlung ein nahezu identischer Ansaugzustand, was den energetischen Vergleich in Kapitel 8 vereinfacht. Bei der Gegenüberstellung der Messwerte mit den berechneten Leistungszahlen ist darauf zu achten, dass sowohl in der Tiefkühlung als auch in der Ansaugung zur Hochdruckstufe mit einer Überhitzung von 10 Kelvin gerechnet wurde. Dies hat aber nur geringfügige Auswirkungen auf die Leistungszahl. Das Expansionsorgan in der Hochdruckstufe wurde als Konstantdrossel betrieben, wobei je nach Betriebsparameter der Anlage die Position des Schrittmotors verändert wurde. Die festgelegten Einstellungen des Schrittmotors ergaben sich aus einer Vielzahl von Messreihen.

Messtechnik

Zur Ermittlung aller notwendigen Daten und zur Automatisierung wurde die Versuchsanlage mit einer umfangreichen Mess- und Regelungstechnik ausgestattet. Die Tabelle 7.4 zeigt zusammenfassend die eingesetzte Messtechnik. Alle für die energetische Bewertung wichtigen Größen werden durch eine Messwerterfassung aus dem Hause National Instrument (Typ Field Point) aufgenommen und über eine serielle Schnittstelle an einen Rechner weitergeleitet. Hier erfolgt die Verarbeitung der eingelesenen Daten. Mit Hilfe der Software LabView 6.0.1 ist eine direkte Umrechnung der Temperatur- und Druckmessungen in kalorische Zustandsgrößen möglich. Die berechneten Zustandsgrößen für CO₂ basieren auf Stoffdatenfunktionen von Span [7.3], die am Institut für Angewandte Thermodynamik und Klimatechnik in VBA programmiert wurden. Die Programmiersprache LabView erlaubt den Zugriff auf die erzeugte Activex-Dll. Weiterhin bietet diese Software in Verbindung mit den programmierbaren Ausgangsmodulen der Messwerterfassung die Möglichkeit, Regelfunktionen zu implementieren. Daher wurde der Hochdruck in Abhängigkeit von der Gaskühleraustrittstemperatur sowie die Überhitzung der Mitteldruckverdampfung auch softwareseitig geregelt. Zur Ermittlung der mechanischen Leistungsaufnahme wurde eine High-Speed-Karte (National Instruments, Typ DAQ-6024E) eingesetzt. Sie erlaubt eine Abtastrate von 200 kS/s. Für die durchgeführten Untersuchungen wurde die Abtastrate auf 10 kS/s festgelegt. Aufgrund der angegebenen

Fehlergrenzen in Tabelle 7.4 lässt sich die zugeführte mechanische Leistung bis auf $\pm 30 \text{ W}$ genau bestimmen.

Art	Gerät	Prinzip	Messbereich	Genauigkeit
Temperatur	Thermoelemente Typ T	Thermospannungen	-185 – 300°C	$\pm 0,5\text{K}$
Druck	Druckmessumformer	DMS	0/160 bar; 0/40 bar	$\pm 0,1 \text{ bar}$
Durchfluss HD	Massedurchflusszähler	Coriolis-Kraft	0-250 kg/h	$\pm 0,2 \text{ kg/h}$
Durchfluss ND	Massedurchflusszähler	Coriolis-Kraft	0-250 kg/h	$\pm 0,2 \text{ kg/h}$
Drehmoment HDV	Drehmomentaufnehmer	DMS	0-200 Nm	0,2% v. E.
Drehmoment NDV	Drehmomentaufnehmer	DMS	0-100 Nm	0,2% v. E.
Drehzahl NDV, HDV	Drehzahlaufnehmer	Photoelektrisch	0-1500 U/min	$\pm 1 \text{ U/min}$
Füllstand	Füllstandsmessung	Radar	0-450 mm	$\pm 5 \text{ mm}$
Druckschalter	Elektronische DS	DMS	0/160 bar	$\pm 0,1 \text{ bar}$
Füllstandsschalter	Stimmgabelschalter	Vibration	Ein/Aus	-----
Leistungsmessgeräte	Messumformer	elektronisch	0-5 kW	0,5 %
Regelung Heizregister	Thyristor Leistungssteller	elektronisch	0-6 kW	<0,5 %
Messwerterfassung	Field Point	-----	-----	-----

Tabelle 7.4: Messgeräte

Zweistufige Verdampfung

Für die Untersuchungen mit zusätzlicher Mitteldruckverdampfung ist der Versuchsstand gemäß Abbildung 7.7 erweitert worden. Aus der Mitteldruckflasche wird das Kältemittel direkt über ein Regelventil (Siemens Typ M3FB) in die Normalkühlzelle geführt. Die Ansaugung des verdampften und leicht überhitzten Kältemittels (8 Kelvin) durch die Hochdruckstufe erfolgt nach der Mitteldruckflasche und vor dem Mischrohr. Durch die Begrenzung der Verdichterdrehzahlen ist es nicht möglich gewesen, das in Kapitel 5 angestrebte Verhältnis der Kälteleistungen zwischen der NK-Kühlung und der TK-Kühlung von 3:1 anzufahren. Daher werden in der Versuchsauswertung zur Mitteldruckverdampfung in Kapitel 8 nochmals rechnerische Betrachtungen durchgeführt. Um die Messergebnisse validieren zu können, entspricht das Verhältnis der Kälteleistungen von Normal- zur Tiefkühlung in den Berechnungen dem der jeweils durchgeführten Messung. Aufgrund der geringen Höhendifferenz zwischen dem Füllstand in der Mitteldruckflasche und dem Eintritt in den NK-Verdampfer konnte die Normalkühlung ohne eine Kältemittelpumpe betrieben werden. Zur Erhöhung des Vordrucks wurde ein zusätzliches Ventil in die Ansaugleitung zum Hochdruckverdichter installiert.

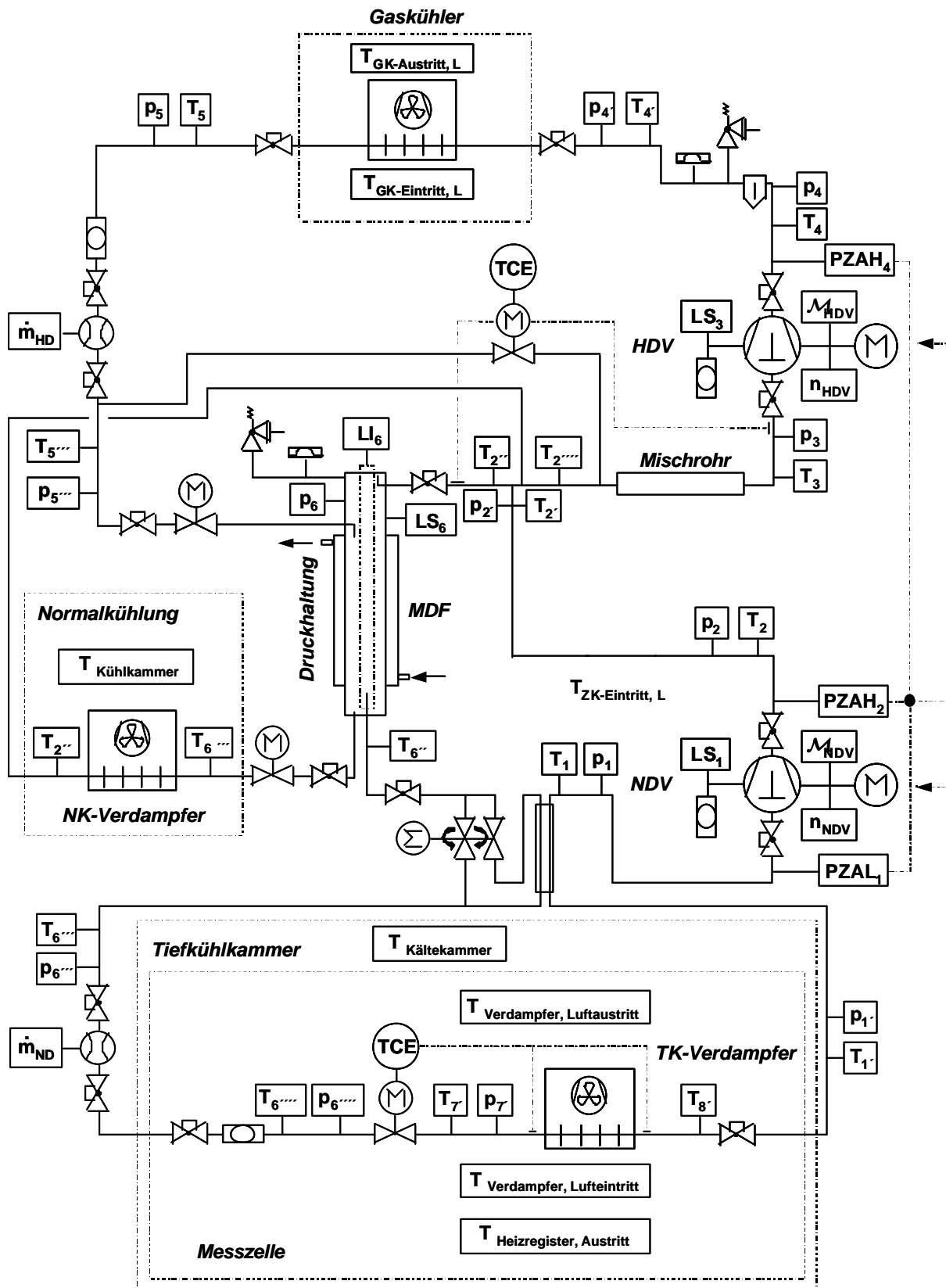


Abb. 7.7: Fließbild der CO₂-Kälteanlage mit Tief- und Normalkühlung

8. Versuchsdurchführung und Auswertung

Wie im Versuchsaufbau in Kapitel 7 beschrieben wurde, sind die Untersuchungen mit unterschiedlichen Verdichtern durchgeführt worden. In der Tabelle 8.1 sind alle Versuchsparameter aufgeführt. Da jedoch eine eindeutige, quantitative Beurteilung des Kältemittelkreislaufes nur mit Verdichtern offener Bauart möglich ist, wird verstärkt auf diese Messergebnisse eingegangen. Zur genauen Ermittlung der Leistungszahlen ist es notwendig, über einen festgelegten Zeitraum stationäre Betriebspunkte einzuhalten. Aufgrund der sehr guten Regelbarkeit der Anlage war das Anfahren der verschiedenen Betriebspunkte zur Ermittlung der Leistungszahlen in der Tiefkühlung unproblematisch. Die minimale Messzeit eines Messzyklusses beträgt 30 Min. Bis zum Erreichen des stationären Betriebes vergehen allerdings mehrere Stunden. Im Anhang ist beispielhaft ein Messzyklus mit den aufgezeichneten Temperatur- und Druckmesswerten zur Dokumentation des stationären Betriebes hinterlegt. Während dieser Zeit wird das mechanische Drehmoment dreimal durch die High-Speed-Messung aufgenommen und für die Auswertung gemittelt. Die drei mittleren Drehmomente eines Messzyklusses unterscheiden sich aber nur minimal. Die Drehzahl der Verdichter wird während dieses Vorganges nicht geändert. Der limitierende Faktor in der Einstellung des optimalen Mitteldrucks ist die minimale Drehzahl des Hochdruckverdichters (500 U/min). Somit konnten die optimalen Betriebsbedingungen nach Kapitel 5 nicht genau eingehalten werden. Da sich die Mitteldrücke in den Untersuchungen von den optimalen Bedingungen unterscheiden, ist die energetische Effizienz der CO₂-Tiefkühlanlage allein durch die Änderung des Mitteldrucks steigerungsfähig. Die Leistungszahlen beim Einsatz des halbhermetischen Verdichters (Dorin) können durch eine Festlegung der Verluste im Frequenzumformer und im Antriebsmotor nur abgeschätzt werden. Daher sollte die Bewertung dieser Leistungszahlen mit Umsicht erfolgen. Die elektrischen Verluste im Frequenzumformer und im Antriebsmotor wurden bei der Darstellung der Leistungszahlen mit 10% berücksichtigt. Für die Einführungsuntersuchungen mit der Verdichterpaarung Dorin/Bock sind im Vergleich zu den Messungen mit den offenen Verdichtern leicht abweichende Verdampfungstemperaturen angefahren worden. Hier sollte zunächst nur die Funktionsfähigkeit aller Bauteile bei unterschiedlichen Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen getestet werden. Für den energetischen Vergleich mit anderen Kältemitteln werden ausschließlich die Messungen mit den offenen

Verdichtern herangezogen. Bei den Untersuchungen mit zusätzlicher Mitteldruckverdampfung lag das Hauptaugenmerk neben der einzuhaltenden Verdampfungstemperatur in der TK-Kühlung auf einem konstanten Mitteldruck von ca. 28 bar. Daher wurden die Leistungszahlen bei etwas abweichenden Kondensations-temperaturen ermittelt. Für die Verdichterpaarung Bitzer/Bock wurden in der Tiefkühlung sowohl Messungen mit innerer als auch mit äußerer Zwischenkühlung nach Abbildung 5.2 (Prozess C und D) durchgeführt. Die Messungen mit Zwischendruckverdampfung wurden gemäß den theoretischen Ausführungen in Kapitel 5 ohne äußere Zwischenkühlung gefahren (Abb. 5.14, Prozess I). Die Unterkühlung der gesättigten Flüssigkeit aus dem Kondensator und aus der Mitteldruckflasche betrug in beiden Fällen für alle Messreihen maximal 5 Kelvin.

Verdichterpaarung/Schaltung	t_0 [°C]	t_c und t_{Luft} [°C]
Dorin; Bock / äußere Zwischenkühlung	-28	20, 25, 30 und 25, 30 35
	-32	20, 25, 30 und 25, 30 35
	-37	20, 25, 30 und 25, 30 35
	-42	20, 25, 30 und 25, 30 35
Bitzer Typ II; Bock / äußere Zwischenkühlung	-30	20, 25, 30 und 25, 30 35
	-35	20, 25, 30 und 25, 30 35
	-40	20, 25, 30 und 25, 30 35
	-45	20, 25, 30 und 25, 30 35
Bitzer Typ II; Bock / innere Zwischenkühlung	-30	20, 30 und 30
	-35	20, 30 und 30
	-40	20, 30 und 30
Bitzer Typ 0; Bock / innere Zwischenkühlung / Zweistufige Verdampfung	-35	20, 23, 30 und 25, 30, 35

Tabelle 8.1: Versuchsparmeter

Im weiteren Verlauf werden zunächst die ermittelten Liefer- und isentropen Gütegrade der offenen Verdichter aus allen Messreihen dargestellt. Anschließend wird auf die erzielten Leistungszahlen an der ausgeführten Anlage näher eingegangen und diese mit den Berechnungen aus Kapitel 5 verglichen.

8.1 Darstellung der Liefergrade und der isentropen Gütegrade

Die Liefergrade und die isentropen Gütegrade wurden aus den mathematischen Beziehungen aus Kapitel 4 ermittelt. Dazu ist neben der mechanischen Leistungsaufnahme auch der Massenstrom der Hoch- bzw. Niederdruckstufe erforderlich. Für die Hochdruckstufe war die Ermittlung des Massenstromes mit dem

Coriolis-Massedurchflussmessgerät problemlos. Im unterkritischen Betrieb konnte das Kältemittel stark genug unterkühlt werden, um die Teilverdampfung vor Eintritt in das Messgerät bzw. eine Teilverdampfung im Messgerät aufgrund des relativ hohen Druckabfalls zu verhindern. Im überkritischen Betrieb treten aufgrund des einphasigen Zustandes des Fluids keine Schwierigkeiten bei der Ermittlung des Massenstromes auf. Somit konnten die Liefergrade und die isentropen Gütegrade mit hoher Genauigkeit bestimmt werden. In der Niederdruckstufe sollte der eingesetzte innere Rekuperator den Druckabfall in den Rohrleitungen und im Coriolis-Massedurchflussmessgerät kompensieren. Durch die betriebstechnische Begrenzung der unteren Drehzahl des Hochdruckverdichters konnte der optimale Mitteldruck gerade bei tiefen Verdampfungs- und höheren Lufttemperaturen nicht angefahren werden. Daher war die Temperaturdifferenz zwischen dem kalten Sauggas und der gesättigten Flüssigkeit für eine effektive Unterkühlung bei diesen Bedingungen zu gering. Für einige Messpunkte kam es aus den beschriebenen Besonderheiten zur leichten Vorverdampfung des flüssigen Kältemittels. Da der Überhitzungsregler in der Tiefkühlung trotz dieser leichten Dampfbildung eine annähernd identische Schrittmotorposition im Vergleich zu den Untersuchungen mit ausreichender Unterkühlung einnahm, ist davon auszugehen, dass es sich hier um einen geringen Dampfanteil handelte. Der Einsatz eines inneren Wärmeübertragers mit einer größeren Übertragungsfläche wäre durchaus möglich gewesen, die zusätzliche Aufheizung des Sauggases hätte aber negativen Einfluss auf die Leistungszahl der Anlage. Es wurde bereits angeführt, dass in der Tiefkühlung nur soweit unterkühlt werden sollte, wie es für eine zufriedenstellende Funktion des Expansionsventils notwendig ist. Somit wurde dieser Messfehler zugunsten des besseren energetischen Verhaltens der Anlage in Kauf genommen. Der erforderliche Massenstrom zur Berechnung des Liefer- und isentropen Gütegrads im Niederdruckkreislauf kann aber aus der Kenntnis der Kälteleistung (zugeführte Heizleistung) und der Verdampfungsenthalpie ermittelt werden. Da der Druck und die Temperatur vor bzw. nach dem Verdampfungsprozess bekannt sind, kann die Verdampfungsenthalpie aus Stoffdaten berechnet werden.

Die Abbildung 8.1 stellt die Liefergrade des Hochdruckverdichters (Bock FKX3-CO₂, Version 2) in Abhängigkeit vom Druckverhältnis dar. Die eigenen Messergebnisse wurden denen von Försterling et al. [4.5] gegenübergestellt. Alle Messpunkte beziehen sich auf den Saugstutzen. Für den Großteil der eigenen Messpunkte ist

eine gute Übereinstimmung festzustellen. Leichte Abweichungen treten zum einen durch die etwas höhere Überhitzung des Sauggases im Gegensatz zu Försterling auf, was zu einem flacheren Verlauf des Liefergrads führt [5.8].

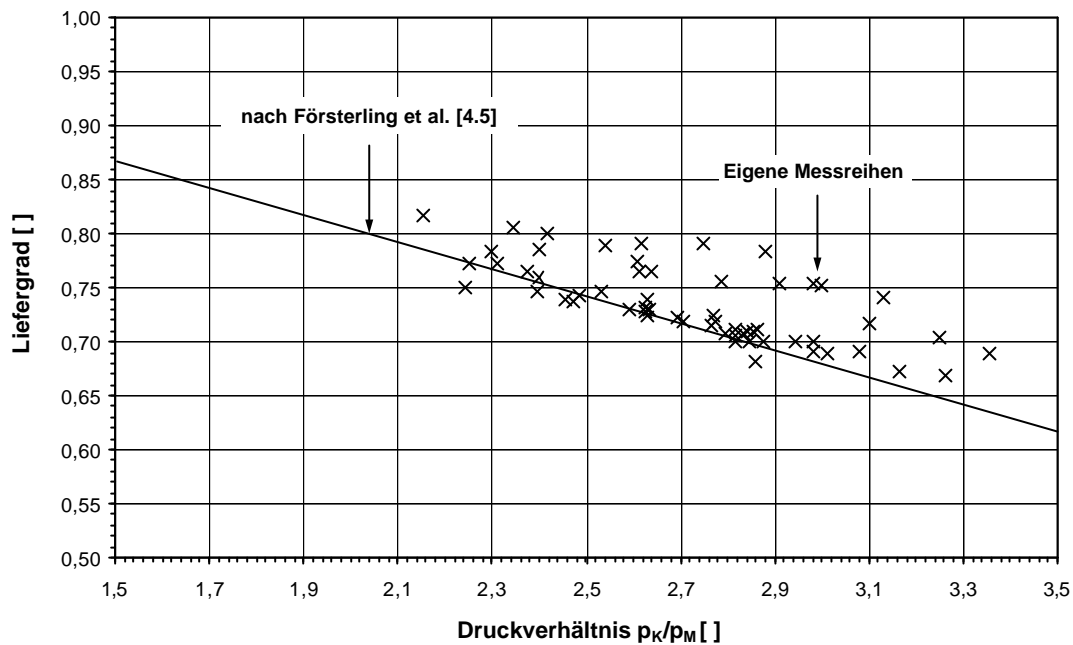


Abb. 8.1: Liefergrad des Hochdruckverdichters Bock Typ FKX3-CO₂ (Version 2)

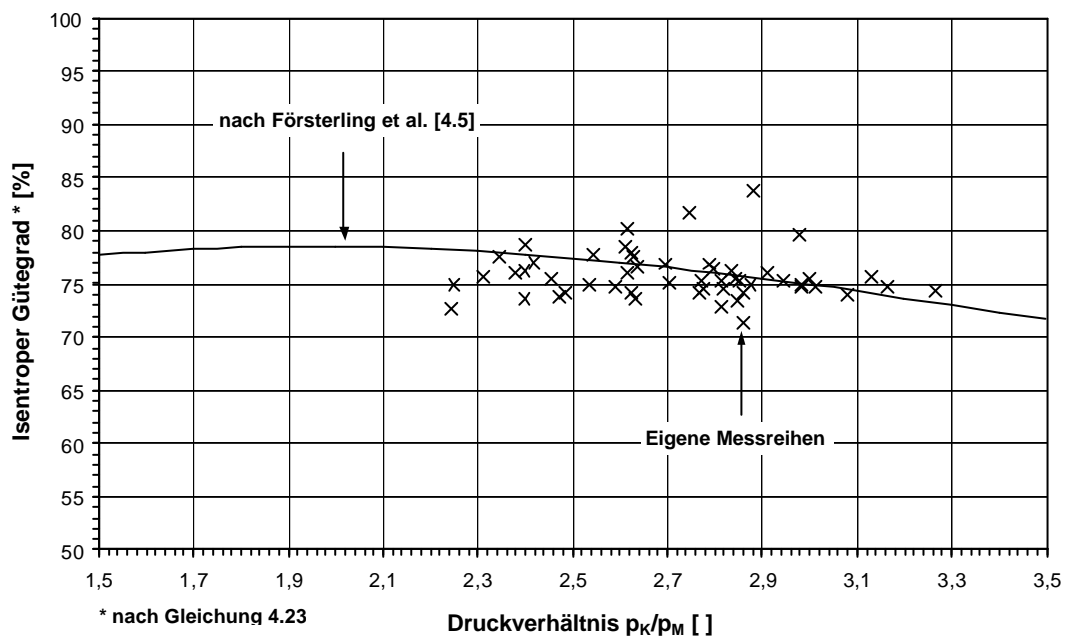


Abb. 8.2: Isentroper Gütegrad des Hochdruckverdichters Bock Typ FKX3-CO₂ (Version 2)

Weiterhin stellt sich gerade bei der Berechnung der Ansaugdichte durch den Druck und die Temperatur aufgrund von Messungenauigkeiten ein nicht mehr gänzlich zu vernachlässigender Fehler ein, der bei der Beurteilung der Liefergrade berücksichtigt werden muss. Je nach Wahl der implementierten Stoffdatenfunktionen treten hierdurch leichte Abweichungen auf.

Betrachtet man die Darstellung der isentropen Gütegrade in Abbildung 8.2, so spiegeln diese Werte sehr genau den Verlauf der Gütegrade von Försterling wieder. Die hohen Werte der isentropen Gütegrade konnten durch die hier durchgeführten Untersuchungen eindeutig bestätigt werden.

Die ermittelten Liefergrade für den Niederdruckverdichter (Bitzer Typ II Y) sind der Abbildung 8.3 zu entnehmen. Sie wurden Untersuchungen von Flacke [2.4] an einer Kaskadenkälteanlage bei gleichen Druckverhältnissen gegenübergestellt. Auch hier ergibt sich eine gute Übereinstimmung der verglichenen Messreihen, was sich hauptsächlich durch die nahezu identischen Ansaugzustände erklären lässt. Zudem wurden in [2.4] ebenfalls Stoffdaten nach [8.3] verwendet.

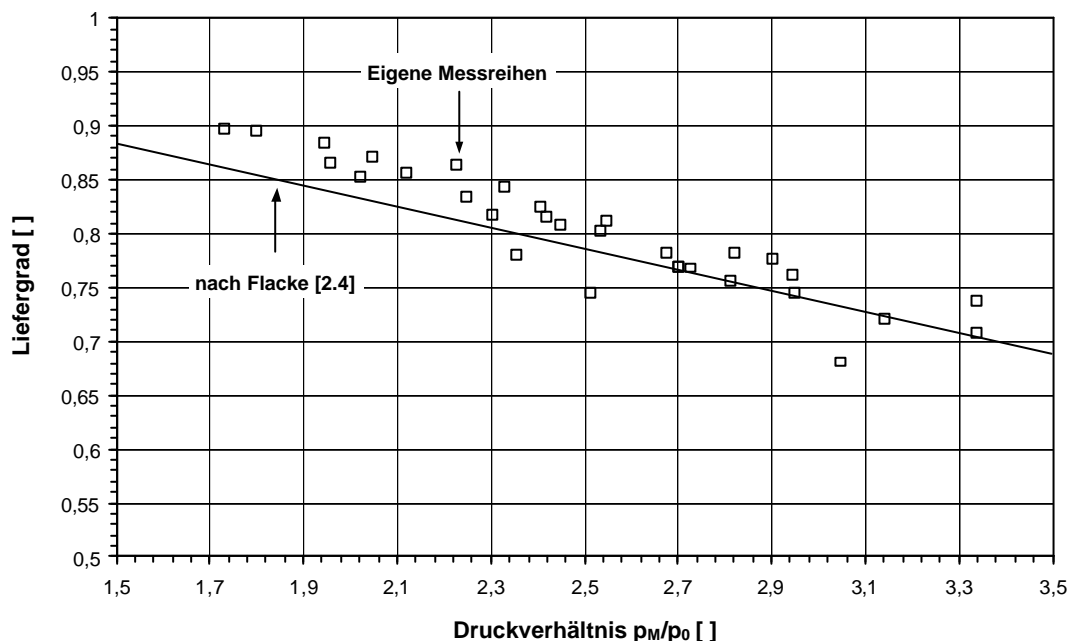


Abb. 8.3: Liefergrad des Niederdruckverdichters Bitzer Typ II Y

Die isentropen Gütegrade des Niederdruckverdichters sind in Abbildung 8.4 dargestellt. Hier sind die Schwankungen im Absolutwert größer als beim Hochdruckverdichter. Die ermittelten Werte liegen zwischen 65 und 78%. Alle isentropen Gütegrade die unter 70% liegen, stammen aus den Messreihen mit tiefen

Verdampfungstemperaturen (-40 und -45°C) und relativ hohen Mitteldrücken. Daraus resultiert eine große Temperaturdifferenz zwischen dem kalten Sauggas und dem heißen Druckgas, was zu einer stärkeren Aufheizung des Sauggases vor Eintritt in den Zylinderraum führt. Die hohen Mitteldrücke sind zwar aus theoretischer Sicht energetisch sinnvoll, durch die stärkere Aufheizung des Sauggases wird dieser Vorteil aber teilweise rückgängig gemacht. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass der Niederdruckverdichter nicht speziell für CO₂ konzipiert worden ist.

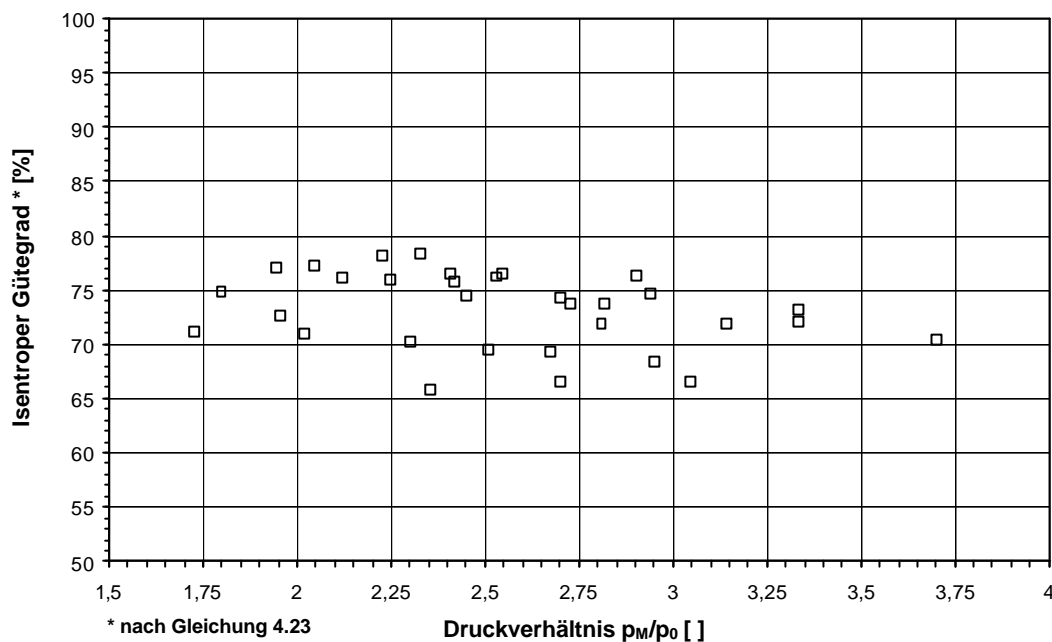


Abb. 8.4: Isentroper Gütegrad des Niederdruckverdichters Bitzer Typ II Y

Es handelt sich hier um einen Standardverdichter für chlorfreie Kältemittel. Bei der Ansaugung kommt das Gas in direkten Kontakt mit den warmen Zylinder- außenflächen, was für die schon beschriebene Aufheizung des Gases sorgt. Daher sollten zukünftig Verdichter mit einer besseren thermischen Trennung des Saug- und Druckgases zur Anwendung kommen. Bei höheren Mitteldrücken sind aufgrund der wesentlich höheren Gasdichte im Vergleich zu synthetischen Kältemitteln modifizierte Ventilsysteme notwendig. Dann könnten noch höhere isentrope Gütegrade, wie sie in [5.10] erreicht wurden, erzielt werden. Die in den theoretischen Ausführungen (Kapitel 5) gemachten Aussagen werden durch die hier dargestellten Liefer- und Gütegrade untermauert. Der Hochdruckverdichter verhält sich auch bei größerer Überhitzung des Sauggases und moderaten Druckverhältnissen energetisch indifferent, während die energetische Effektivität des Niederdruck-

verdichters gegenüber dem Hochdruckverdichter durch die Aufheizung des Sauggases geringer wird. Generell werden jedoch für beide Verdichter hohe Liefergrade und isentrope Gütegrade erzielt. Daher sollten die theoretischen Leistungszahlen aus Kapitel 5 nur geringfügig von den praktisch ermittelten Leistungszahlen abweichen (Kapitel 8.6), da die Druckabfälle bei CO_2 eine untergeordnete Rolle spielen. Auch für den eingesetzten Niederdruckverdichter des Typs 0 von Bitzer in den Versuchsreihen mit zusätzlicher Mitteldruckverdampfung können die gleichen Aussagen getroffen werden, wie sie für den Verdichter des Typs II Y von Bitzer gemacht wurden. Die isentropen Gütegrade (Abbildung 8.5) liegen aufgrund der Aufheizung des Sauggases unterhalb der Werte des Hochdruckverdichters. Zudem ist der Verdichter des Typs II Y im Gegensatz zum Typ 0 mit einem Kolbenring ausgerüstet, so dass die Leckageverluste, gerade bei höheren Druckdifferenzen, geringer ausfallen. Dieser Einfluss macht sich bei den durchgeführten Untersuchungen aber nur geringfügig bemerkbar.

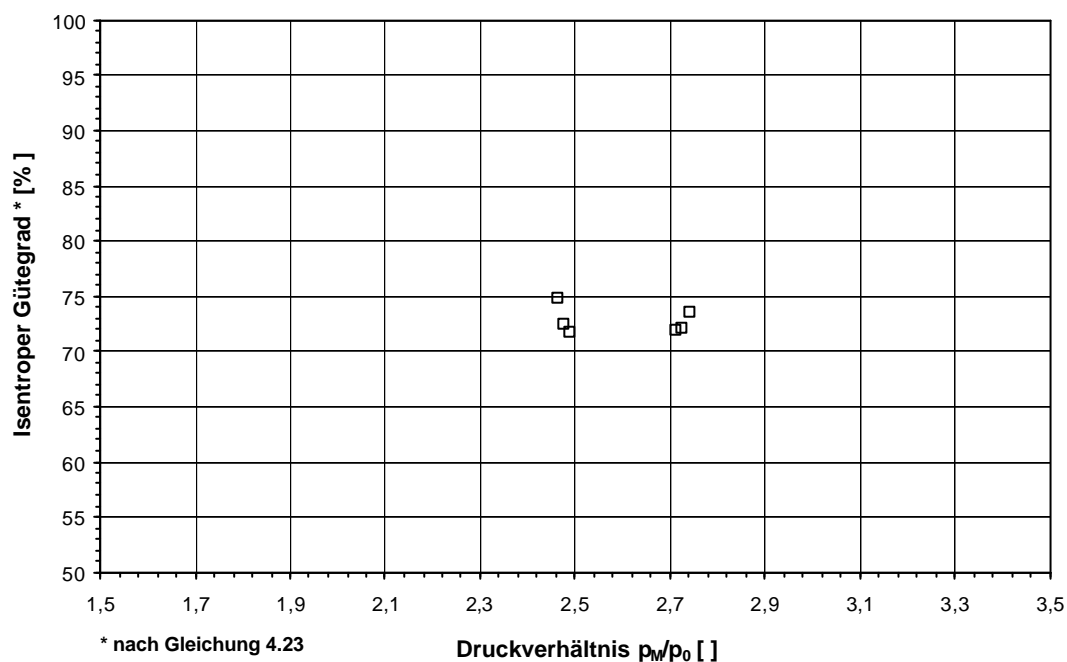


Abb. 8.5: Isentroper Gütegrad des Niederdruckverdichters Bitzer Typ 0

8.2 Verdichterpaarung Dorin/Bock mit äußerer Zwischenkühlung

Die Abbildung 8.6 zeigt den Verlauf der ermittelten Leistungszahlen bei unterschiedlichen Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen bzw. Lufttemperaturen. Im Vergleich zu den erzielten Leistungszahlen beim Einsatz der

offenen Verdichter (siehe Abbildung 8.7) werden wesentlich geringere Werte erreicht. Dies kann zum einen an der falschen Einschätzung der Verluste durch den Frequenzumformer und dem Elektromotor liegen. Weiterhin ist aus Untersuchungen [8.1] bekannt, dass es durch diese halbhermetische Bauweise, obwohl der Motor nicht sauggasgekühlt wird, zu einer starken Aufheizung des Sauggases vor Eintritt in den Zylinder kommt. Dies führt gerade bei höheren Druckverhältnissen und Tiefkühlanwendungen zu einem schlechteren isentropen Gütegrad.

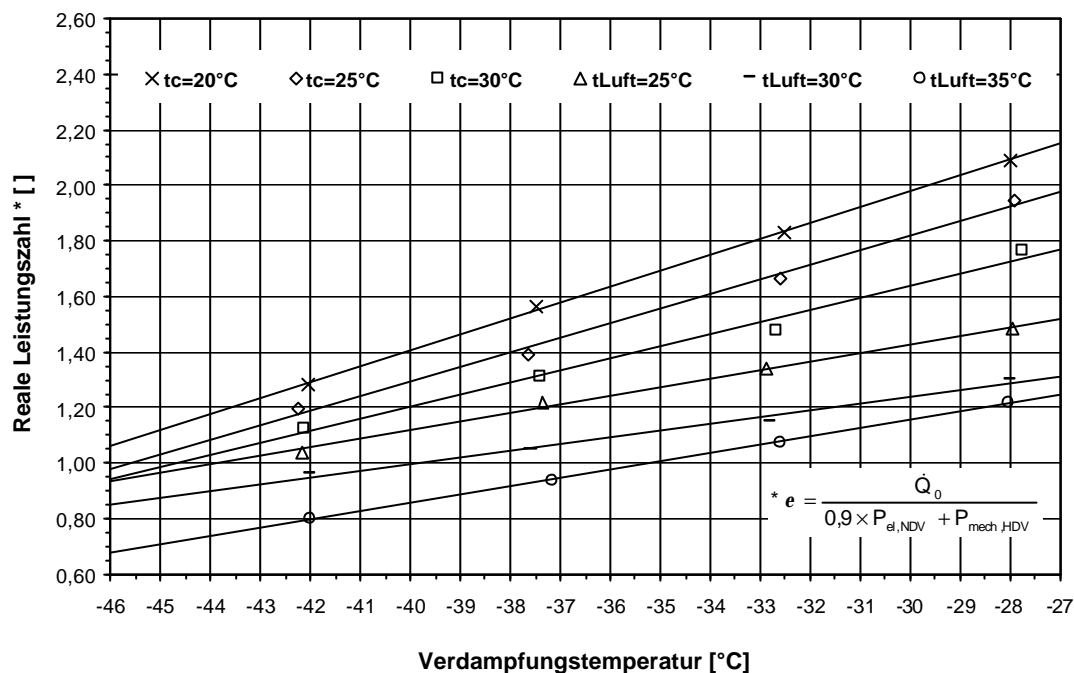


Abb. 8.6: Reale Leistungszahlen für die Verdichterpaarung Dorin/Bock mit äußerer Zwischenkühlung

Diese Ergebnisse korrespondieren mit den Untersuchungen in [4.5], wo es ebenfalls durch eine starke Aufheizung des Sauggases in einem CO_2 -Verdichter zu erheblichen Verlusten kommt. Somit muss eine zu starke Aufheizung des Sauggases unter allen Umständen vermieden werden. Durch die nicht beeinflussbaren energetischen Nachteile beim Einsatz des Dorin-Verdichters, wird auf die Messergebnisse aus diesen Untersuchungen nicht näher eingegangen. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass es sich bei diesem Verdichter um einen ersten Prototyp eines Hochdruckverdichters aus dem Hause Dorin handelt. Mittlerweile wurden die Verdichter modifiziert. Allerdings sind in diesem Zuge auch die Ansaugvolumenströme wesentlich erhöht worden, so dass diese Verdichter der nächsten Entwicklungsstufe nicht in das bestehende Anlagensystem integriert werden

konnten. Die in dieser Versuchsreihe zusätzlich erzielten Ergebnisse, wie der Liefergrad und der isentrope Gütegrad des Hochdruckverdichters, sowie der Wirkungsgrad der Abscheidung der Mitteldruckflasche, werden bei der Auswertung der anderen Messreihen dargestellt.

8.3 Verdichterpaarung Bitzer Typ II/Bock mit äußerer Zwischenkühlung

Die Abbildung 8.7 stellt den Verlauf der ermittelten Leistungszahlen in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur für unterschiedliche Kondensations- bzw. Lufttemperaturen dar. Es ist ein nahezu identischer Verlauf der Leistungszahlkurven im Vergleich zu den Ergebnissen bei der Verdichterpaarung Dorin/Bock zu erkennen.

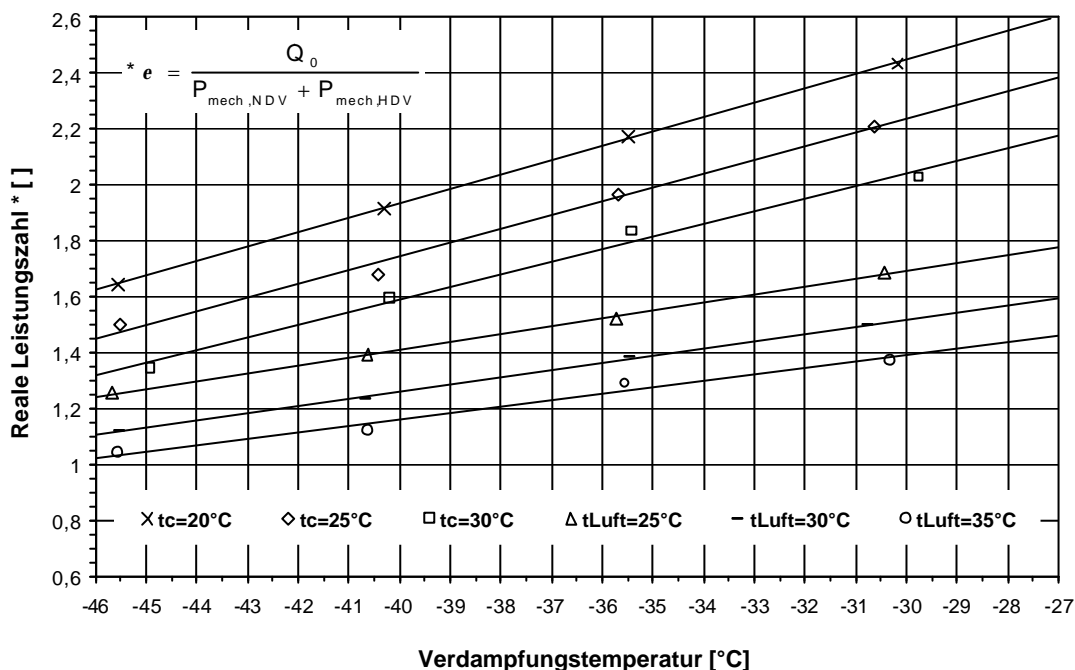


Abb. 8.7: Reale Leistungszahlen für die Verdichterpaarung Bitzer/Bock mit äußerer Zwischenkühlung

Die Leistungszahlkurven verlaufen bei Abnahme der Verdampfungstemperatur im unterkritischen Betrieb (Kondensationstemperatur von 20 – 30°C) steiler als bei den transkritischen Betriebsbedingungen (Lufttemperaturen von 25 – 35°C). Weiterhin ist zu erkennen, dass der Abfall in der Leistungszahl durch den Drucksprung im Übergang zum transkritischen Betrieb bei höheren Verdampfungstemperaturen stärker ausgeprägt ist. Die Leistungszahlen liegen im Vergleich zu den Werten aus Abbildung 8.5 gerade bei tiefen Verdampfungs- und hohen Lufttemperaturen deutlich höher. Die Gründe hierfür wurden bereits angeführt.

8.4 Verdichterpaarung Bitzer Typ II/Bock mit innerer Zwischenkühlung

Wie in den Ausführungen in Kapitel 5 bereits rechnerisch angedeutet wurde, ist die innere Zwischenkühlung energetisch ungünstiger als die Variante mit äußerer Zwischenkühlung. Die nicht abgeführte Wärmemenge nach der ersten Stufe und der zusätzlich einspritzte Kältemittelmassenstrom reduzieren die energetische Effizienz. Im jahresenergetischen Vergleich (Wetterstation Essen) wurde aber festgestellt, dass der Einsatz der inneren Zwischenkühlung durchaus sinnvoll sein kann, denn selbst bei einer Reduzierung des optimalen Mitteldrucks auf 28 bar tritt nur eine geringfügige Verschlechterung der Jahresarbeitszahl ein. Daher könnten dünnwandigere Behälter eingesetzt und somit die Investitionskosten deutlich gesenkt werden. Gegenüber der betrachteten R404A-Anlage ist der Einsatz der inneren Zwischenkühlung jahresenergetisch immer noch als vorteilhaft zu bewerten. Aus ökonomischer Sicht wäre je nach mittlerer Jahreslufttemperatur eine Entscheidung für oder gegen eine innere Zwischenkühlung zu treffen. Um die rechnerisch ermittelten Daten zu stützen, wurden Untersuchungen mit innerer Zwischenkühlung durchgeführt und den Messergebnissen mit äußerer Zwischenkühlung gegenübergestellt.

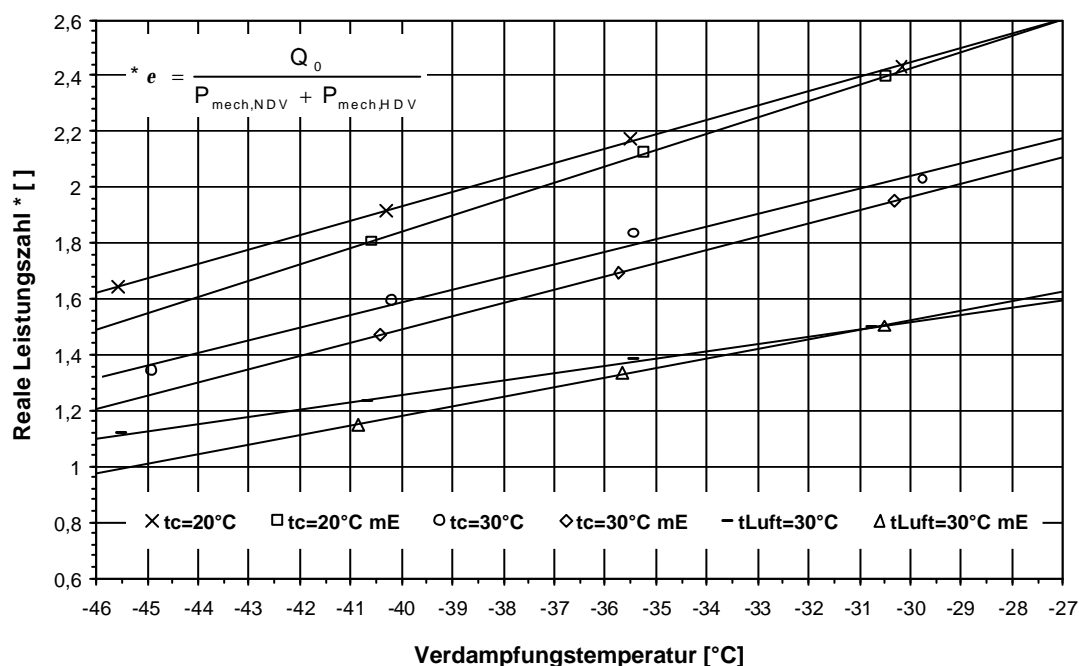


Abb. 8.8: Reale Leistungszahlen für die Verdichterpaarung Bitzer/Bock mit innerer Zwischenkühlung (mE) im Vergleich zur äußeren Zwischenkühlung

Dabei wurde darauf geachtet, dass der Ansaug- und der Verdichtungsendzustand

beider Verdichter beim Einsatz der inneren Zwischenkühlung denen aus den Messreihen mit äußerer Zwischenkühlung entspricht (Überhitzung, Mitteldruck, Hochdruck). Somit kann dann ein aussagekräftiger energetischer Vergleich durchgeführt werden. Die Abbildung 8.8 zeigt den Verlauf der Leistungszahlen beider Zwischenkühlsysteme in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur. Es ist eindeutig zu erkennen, dass die Leistungszahlen mit innerer Zwischenkühlung (mE) bei Verdampfungstemperaturen um -30°C nahezu gleichwertig sind. Bei tieferen Verdampfungstemperaturen muss zur Zwischenkühlung des Druckgases relativ viel Kältemittel eingespritzt werden, so dass die Leistungszahlen mit innerer Zwischenkühlung gegenüber der äußeren Zwischenkühlung stärker abfallen. Allerdings fällt der Abfall der Leistungszahlen nicht so deutlich aus, wie in den theoretischen Überlegungen errechnet wurde. Die Berechnungen der Leistungszahlen in Kapitel 5 (Abb. 5.6 und 5.6) basieren auf den optimalen Mitteldrücken. In den Messreihen konnte der optimale Mitteldruck aufgrund der festgelegten minimalen Drehzahlen nicht immer angefahren werden. Eine Abweichung in den optimalen Mitteldrücken hin zu niedrigeren Werten führt bei der inneren Zwischenkühlung im Vergleich zur äußeren Zwischenkühlung zu einer geringeren Einbuße in der Leistungszahl, denn es muss weniger Kältemittel zur Druckgaskühlung eingespritzt werden. Würde man die optimalen Mitteldrücke einhalten, wäre die prozentuale Abweichung in den Leistungszahlen höher. Nicht zu vergessen ist aber, dass bei höheren Mitteldrücken die Aufheizung des Sauggases in der Niederdruckstufe größer ist und somit das energetische Verhalten der Niederdruckstufe negativ beeinflusst wird. Die Abbildung 8.9 zeigt die quantitative Änderung der beschriebenen Zwischenkühlsysteme in einem Balkendiagramm. Die prozentuale Verschlechterung der Leistungszahlen beim Einsatz der inneren Zwischenkühlung bei der üblichen Verdampfungstemperatur in der Tiefkühlung von -40°C liegt je nach Kondensations- bzw. Lufttemperatur zwischen 4,6 und 7,5%. Bei einer Verdampfungstemperatur von -30°C sind die Leistungszahlen nur noch geringfügig unterschiedlich. Je nach Einsatzbedingungen, Anlagengröße und Höhe der Investitionskosten ist der Einsatz der inneren Zwischenkühlung durchaus zweckmäßig. Die hier durchgeführten Untersuchungen bestätigen eindeutig die in Kapitel 5 gemachten Aussagen. Sie zeigen eindrucksvoll die Flexibilität der hier dargestellten und wählbaren CO_2 -Systeme.

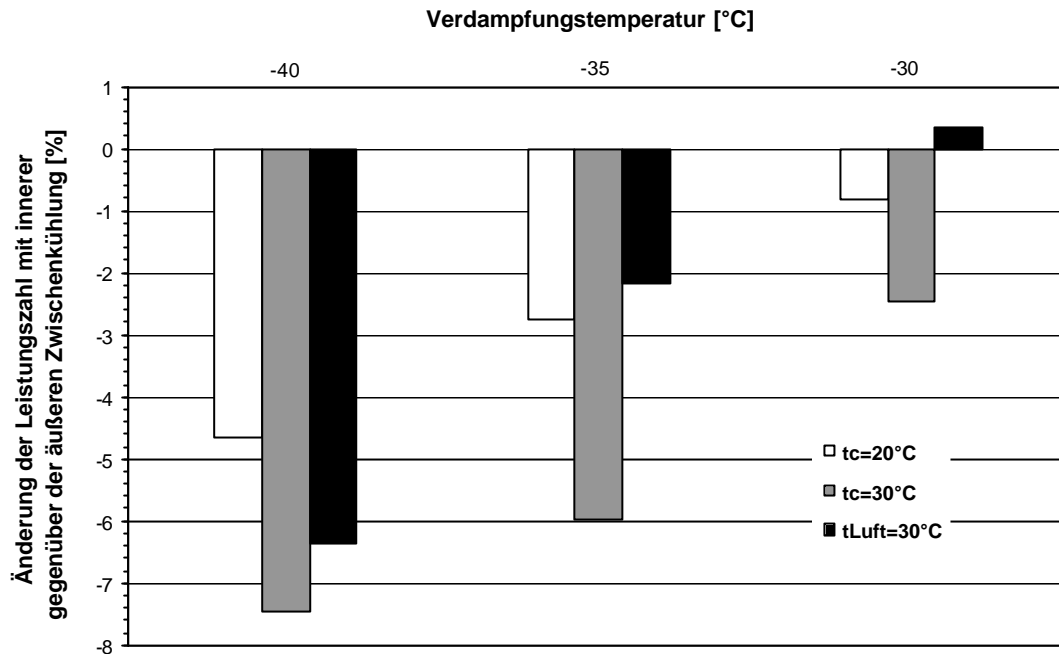


Abb. 8.9: Prozentuale Änderung der Leistungszahlen mit innerer gegenüber der äußeren Zwischenkühlung

8.5 Verdichterpaarung Bitzer Typ 0/Bock mit innerer Zwischenkühlung/ zweistufige Verdampfung

Für die Untersuchungen mit zusätzlicher Zwischendruckverdampfung gemäß Abbildung 7.7 musste der Ansaugvolumenstrom der Niederdruckstufe reduziert werden. Daher wurde ein offener Verdichter vom Typ 0 aus dem Hause Bitzer eingesetzt. Zur Überhitzungsregelung in der Normalkühlung kam ein Regelventil von Landis&Staefa zur Anwendung, welches im Normalfall zur Heißgasbypassregelung verwendet wird. Mit Hilfe dieses Ventils war es möglich, die Überhitzung am NK-Verdampfer zwischen 8 und 10 K einzustellen. Die Höhendifferenz zwischen dem Flüssigkeitsspiegel in der Mitteldruckflasche und dem Eintritt in den NK-Verdampfer beträgt ca. 1,6 Meter. Durch den zusätzlichen Druckabfall im Stellventil konnte kein ausreichender Flüssigkeitsmassenstrom bereitgestellt werden. Zur Erhöhung des Vordrucks wurde an der Ansaugung am Kopf der Mitteldruckflasche ein Handventil installiert. Somit war es möglich, den NK-Verdampfer ohne den Einsatz einer Kältemittelpumpe mit gesättigtem Kältemittel zu beaufschlagen. Da beim Einsatz von CO_2 aus energetischer Sicht ein geringfügig höherer Druckabfall zulässig ist, wird ein solcher Anlagenaufbau die Leistungszahlen nur geringfügig negativ beeinflussen. Die Überlagerung der einzelnen Regelkreise und die zu geringe Leistung des Enthitzers

führte bei der zweistufigen Verdampfung zu Besonderheiten bei der Einstellung des gewünschten Mitteldrucks und somit Verdampfungsdrucks in der NK-Kühlung von 28 bar (-8°C). Daher unterscheidet sich der Mitteldruck im unterkritischen Betrieb leicht vom Druck bei der transkritischen Prozessführung. Der Einsatz einer Kältemittelpumpe in der Normalkühlung ist aus praktischer Sicht sinnvoll. Mit ihr kann der Massenstrom in der NK-Kühlung unabhängig von den anderen Parameter geregelt werden. Für die hier durchgeführten Untersuchungen wurde auf den Einsatz einer Kältemittelpumpe verzichtet. Weitere intensive Untersuchungen mit Mitteldruckverdampfung sind zur genauen Beschreibung des energetischen Verhaltens erforderlich. Die Tabelle 8.2 zeigt alle ermittelten, relevanten Daten zur energetischen Beschreibung der hier durchgeführten Untersuchungen an der CO_2 -Kälteanlage mit Tiefkühlung ($t_0 = -35^{\circ}\text{C}$) und Normalkühlung.

Kondensations.- bzw. Lufttemperatur [$^{\circ}\text{C}$]	Verdampfungsdruck NK [bar]	Verhältnis Kälteleistung NK/TK []	Kälteleistung NK+TK [W]	Leistungszahl []
$t_c = 20$	27,4	1,36	6201	3,17
$t_c = 23$	27,2	1,36	6159	2,90
$t_c = 29$	27,8	1,39	6245	2,42
$t_{\text{Luft}} = 25$	29,6	1,57	5857	1,90
$t_{\text{Luft}} = 30$	30,5	1,84	5542	1,75
$t_{\text{Luft}} = 35$	30,15	2,24	5218	1,67

Tabelle 8.2: Leistungsdaten der CO_2 -Anlage mit zweistufiger Verdampfung

Anzumerken ist, dass durch den Einsatz des Standardverdampfers in der Normalkühlung (Rohrinnendurchmesser 15 mm) wesentlich mehr Öl im Kältemittel gelöst wurde. Daher musste eine gewisse Ölmenge nachgefüllt werden. Trotz der großen Rohrdurchmesser trat keine Verölung der Anlage auf.

8.6 Abscheidegrad des Mitteldruckbehälters

Die Separation des flüssigen Kältemittels vom Dampf nach der Hochdruckdrossel ist die Hauptaufgabe des Mitteldruckbehälters. Aufgrund der niedrigen Viskosität und Oberflächenspannung werden bei der Drosselung von flüssigem CO_2 sehr kleine Tropfen erzeugt, daher ist der Auslegung des Abscheiders besonderer Aufmerksamkeit zu schenken. Durch die hier gewählte Anlagenschaltung und die spezielle Konstruktion des Behälters (siehe Kapitel 7, *Mitteldruckflasche*) wird das Abregnen der Tropfen nur durch das Flashgas bzw. durch interne Verwirbelungen

behindert. Aufgrund der hohen Dampfdichte von CO_2 ist diese Kraftkomponente in Gegenrichtung, obwohl der Massenstrom des Flashgases nicht sehr groß ist, nicht zu unterschätzen. Um nun die Abscheidung des flüssigen Kältemittels quantitativ bewerten zu können, wurde der folgende Abscheidegrad definiert:

$$\frac{1 - x_{6,\text{Ist}}}{1 - x_{6,\text{Soll}}} \quad (8.1)$$

Er beschreibt das Verhältnis des abgeschiedenen Flüssigkeitsanteils ($1 - x_{6,\text{Ist}}$) zu dem Flüssigkeitsanteil, der maximal erreicht werden kann ($1 - x_{6,\text{Soll}}$).

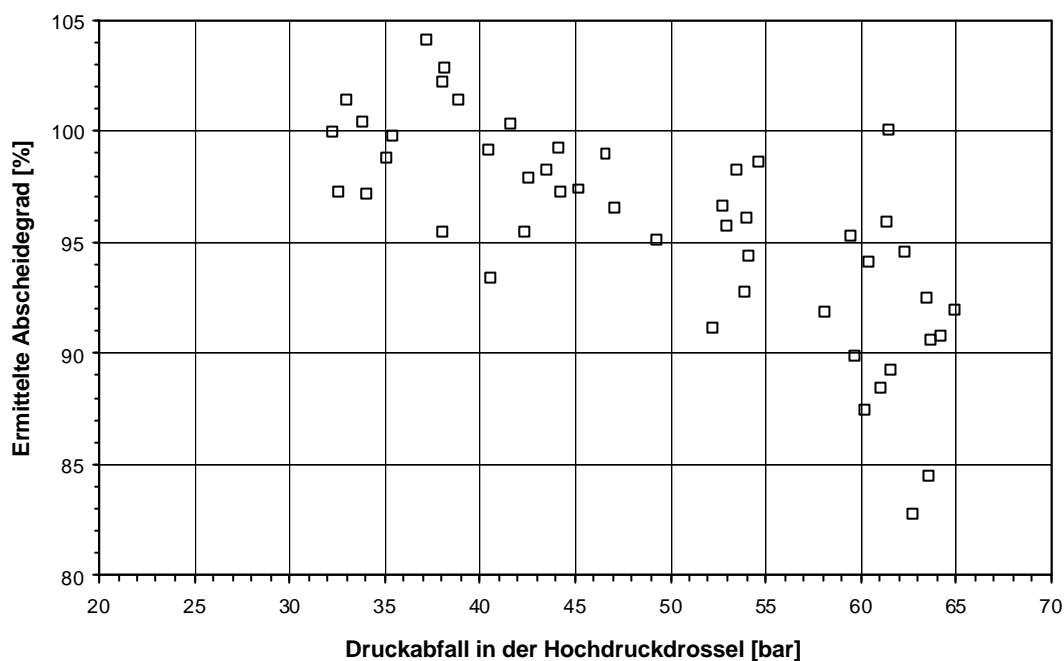


Abb. 8.10: Ermittelte Abscheidegrade aus den Untersuchungen (rechnerisch)

Der Istwert wird aus den ermittelten Massenströmen der unterschiedlichen Messreihen bestimmt. Der Sollwert ist der Flüssigkeitsanteil, der eigentlich, aufgrund einer isenthalpen Expansion, vorliegen müsste. Setzt man die beiden Größen ins Verhältnis, bekommt man eine Aussage über die Güte der Abscheidung. Die Abbildung 8.10 zeigt den Abscheidegrad in Abhängigkeit der Druckdifferenz über der Hochdruckdrossel. Bis zu Druckdifferenzen von 50 bar ist praktisch eine vollständige Abscheidung gewährleistet. Bedingt durch die getroffene Annahme einer isenthalpen Drosselung und die Rückrechnung des Niederdruckmassenstroms aus der Energiebilanz ergeben sich Werte zwischen 94 und 104%. Mit steigender Druckdifferenz wird jedoch der Abscheidegrad geringer. Hier liegen einzelne Werte

um 85%. Durch die höhere Druckdifferenz werden nach der Drosselung kleinere Tropfen erzeugt, deren Abscheidung schwieriger ist. Zudem steigt der Anteil des Flashgases mit steigendem Hochdruck. Die Kraftkomponente entgegen der Tropfenrichtung wird größer, was das Abregnen der Tropfen zusätzlich erschwert. Für die Untersuchungen mit innerer Zwischenkühlung ist ein geringer Tropfenanteil im Ansaugstrom am Kopf des Abscheiders unproblematisch. Der Flüssigkeitsanteil dient in der nachfolgenden Mischung der Teilströme im Mischrohr zur Kühlung des Druckgases. Dies hat zur Folge, dass weniger Kältemittel durch das Expansionsventil eingespritzt werden muss. Beim Einsatz einer äußeren Zwischenkühlung sollte nach Möglichkeit auf eine Nacheinspritzung verzichtet werden. Dies hängt im Wesentlichen von der maximal möglichen Verdichtungsendtemperatur ab. Daher können die erzielten Leistungszahlen neben dem optimalen Mitteldruck durch eine Verbesserung der Abscheidung bei hohen Druckdifferenzen gesteigert werden. Sollte eine Anlage mit zusätzlicher Mitteldruckverdampfung eingesetzt werden, so ist in jedem Fall ein hoher Abscheidegrad erforderlich. Der hohe Massenstrom aus der Normalkühlung sorgt bereits für eine erhebliche Druckgaskühlung. Zusätzliche Flüssigkeitsanteile bedeuten eine weitere Abkühlung bis nahe an die Taulinie. Dies führt unter Umständen zu Flüssigkeitsschlag am Hochdruckverdichter.

8.7 Vergleich der Messreihen mit den Berechnungen aus Kapitel 5

Die Leistungszahlen aus den Versuchsreihen werden nachfolgend den Berechnungen in Kapitel 5 gegenübergestellt und diskutiert.

Die Abbildung 8.11 stellt die prozentuale Abweichung der Leistungszahlen zwischen den Messreihen und den erzielten Leistungszahlen aus den Untersuchungen für den Prozess D (äußere Zwischenkühlung) dar. Die Ergebnisse werden bei einer Verdampfungstemperatur von -40 und -35°C verglichen. Die prozentuale Abweichung liegt für alle Messreihen zwischen 3 und 16%. Tendenziell ist die prozentuale Abweichung bei niedrigeren Kondensationstemperaturen größer. Ein Grund hierfür liegt in dem nicht eingehaltenen optimalen Mitteldruck, der sich in den unterkritischen Messreihen etwas stärker auswirkt. Normalerweise sollte die prozentuale Abweichung der Leistungszahlen bei einer Verdampfungstemperatur von -40°C gegenüber einer Verdampfungstemperatur von -35°C größer ausfallen, da die Aufheizung des Sauggases in der Niederdruckstufe mit fallender

Verdampfungstemperatur ansteigt. Dieser Sachverhalt bleibt bei den Berechnungen für den Niederdruckverdichter unberücksichtigt. Weiterhin wird bei einer tieferen Verdampfungstemperatur die Druckdifferenz über der Hochdruckdrossel größer. Dadurch steigt der Anteil an nicht abgeschiedenen Flüssigkeitstropfen im Sauggas zur Hochdruckstufe, was bei der äußeren Zwischenkühlung zu einer unnötigen und energetisch ungünstigen Zusatzkühlung des Sauggases führt. Für die äußere Zwischenkühlung scheint aber der nicht eingehaltene optimale Mitteldruck die Hauptursache für die Abweichung der Leistungszahlen zu sein. Bei höheren Verdampfungstemperaturen und gleicher absoluten Abweichung vom Mitteldruck ist der Einfluss auf die Leistungszahl größer, so dass die prozentuale Abweichung zunimmt.

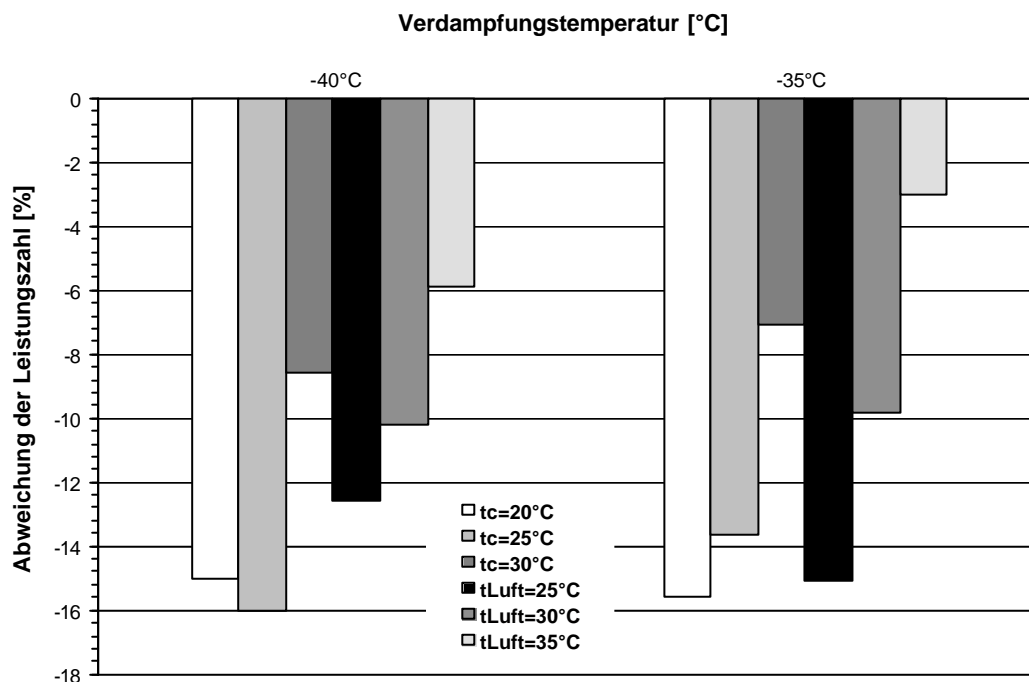


Abb. 8.11: Abweichung der Leistungszahlen aus den Messreihen zu den theoretischen Berechnungen (Prozess D, äußere Zwischenkühlung)

Die Abbildung 8.12 zeigt die Abweichungen der Leistungszahlen zwischen den Berechnungen und den Messreihen für den Prozess C mit innerer Zwischenkühlung. Hier liegen die Abweichungen der betrachteten Größen zwischen 2 und 14%. Da für die innere Zwischenkühlung Kältemittel eingespritzt werden muss, kann ein höherer Mitteldruck angefahren werden, ohne die Mindestdrehzahl des Hochdruckverdichters zu unterschreiten. Zudem liegt der rechnerische, optimale Mitteldruck beim Einsatz der inneren Zwischenkühlung niedriger als bei der äußeren Zwischenkühlung. Weiterhin ist ein geringer Flüssigkeitsanteil am Kopf des

Abscheiders im Gegensatz zur äußeren Zwischenkühlung nicht nachteilig. Dadurch reduziert sich bei gleicher Überhitzung des Sauggases die eingespritzte Kältemittelmenge durch den Überhitzungsregler. Somit überwiegt in diesem Fall die Verschlechterung der Leistungszahl durch die Aufheizung des Sauggases in der Niederdruckstufe, die bei tieferen Verdampfungstemperaturen höher ist. Ein weiterer Einflussfaktor auf die Leistungszahl ist der bisher nicht angeführte optimale Hochdruck. Um in der Tiefkühlung die optimalen Leistungszahlen zu erzielen, wurde für jede Messreihe je nach Luft- und Verdampfungstemperatur ein zweidimensionales Leistungszahlkennfeld errechnet (siehe Kapitel 6). Aus diesem Kennfeld können die jeweiligen optimalen Betriebsparameter bezüglich des optimalen Mittel- und Hochdrucks bestimmt werden. Da aufgrund der festgelegten minimalen Drehzahl des Hochdruckverdichters der optimale Mitteldruck nicht für alle Messreihen angefahren werden konnte, hätte man jeweils zum vorliegenden Mitteldruck in den Messreihen einen Hochdruck berechnen müssen. Da die Abweichungen zu den optimalen Werten in den diesbezüglichen Messungen zwischen 2 und 4% abgeschätzt werden konnten, wurde auf diese Prozedur verzichtet.

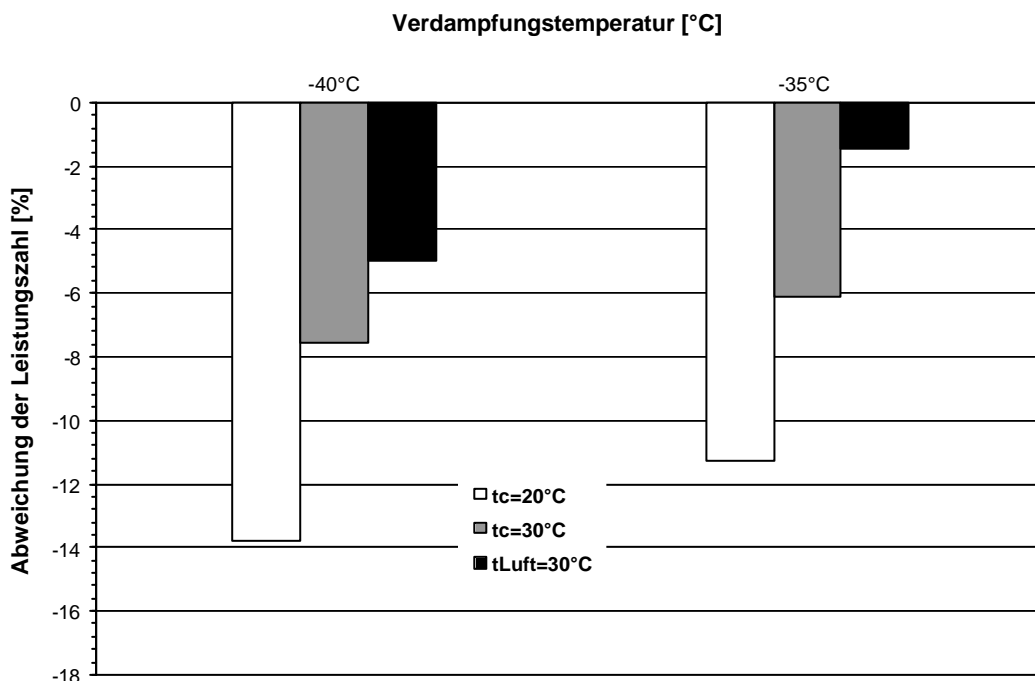


Abb. 8.12: Abweichung der Leistungszahlen aus den Messreihen zu den theoretischen Berechnungen (Prozess C, innere Zwischenkühlung)

Die Untersuchungen mit zusätzlicher Mitteldruckverdampfung konnten aufgrund der Ansaugvolumenströme der verfügbaren Verdichter und der Leistungen der

ausgelegten Komponenten für ein Verhältnis der Kälteleistungen zwischen der NK-Kühlung und der TK-Kühlung von 3:1 nicht durchgeführt werden. Daher wurde separat für jede Messung eine neue Berechnung mit den Daten aus der Tabelle 8.2 durchgeführt und den Ergebnissen aus den Untersuchungen gegenübergestellt. Die Abbildung 8.13 zeigt die Abweichung der theoretischen zu den messtechnisch ermittelten Leistungszahlen. Lässt man die Messung bei einer Lufttemperatur von 25°C zunächst außer Betracht, so liegen die Abweichungen lediglich zwischen 2,5 und 7%. Der Grund für die negative Abweichung liegt, wie schon bei den Ausführungen in der Tiefkühlung angesprochen wurde, in der Aufheizung des Sauggases in der Niederdruckstufe, die einen schlechteren isentropen Gütegrad bewirkt. Im Gegensatz zu den Untersuchungen zur Tiefkühlung konnte der optimale Hochdruck in den Messreihen mit zusätzlicher Zwischendruckverdampfung nicht angefahren werden. Der Enthitzer ist im Nennbetriebspunkt für eine Leistung von 8,4 kW ausgelegt worden. Dadurch steigt der Hochdruck gegenüber dem optimalen Wert gerade bei einer Lufttemperatur von 25°C deutlich an.

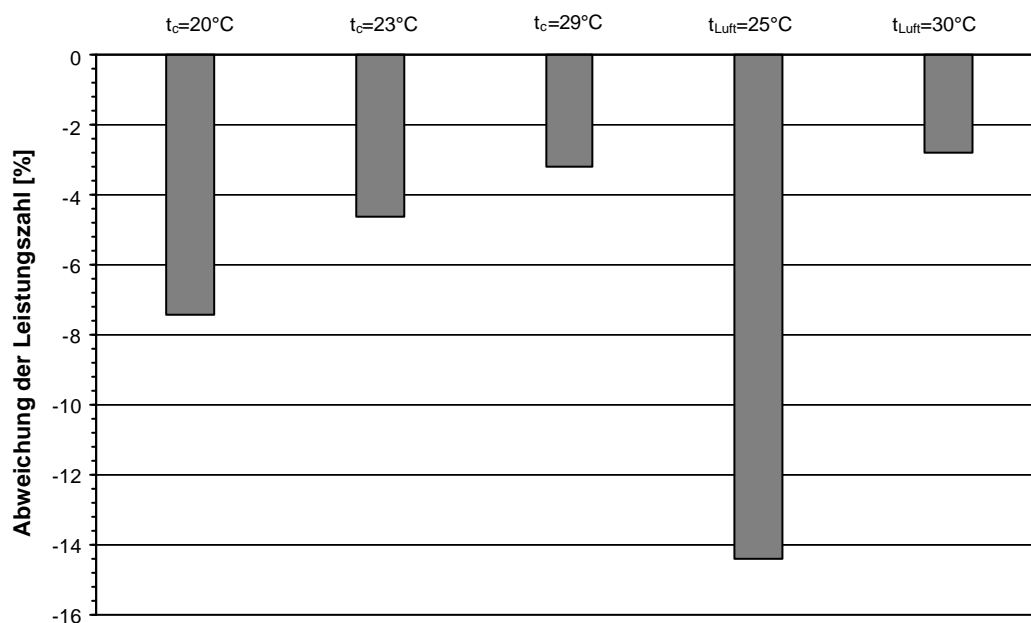


Abb. 8.13: Abweichung der Leistungszahlen aus den Messreihen zu den theoretischen Berechnungen (Prozess I, zweistufige Verdampfung)

Für eine Gaskühleraustrittstemperatur von ca. 30°C und einer Verdampfungstemperatur von -8°C in der NK-Kühlung liegt der optimale Hochdruck bei 76 bar, der Hochdruck in der Messung bei einer Lufttemperatur von 25°C lag bei 91 bar. Somit lässt sich die relativ hohe Abweichung von fast 15% im Vergleich zwischen der

ermittelten und der berechneten Leistungszahl erklären. Durch die Reduzierung der Kälteleistung in der Tiefkühlung konnte die Abwärmeleistung reduziert werden, was bei einer Lufttemperatur ab 30°C wieder die Möglichkeit bot, den optimalen Hochdruck annähernd anzufahren. Nachteilig ist jedoch, dass sich durch diese Änderung das Verhältnis der Kälteleistungen änderte und eine gewisse Vergleichbarkeit der Messergebnisse schwierig ist. Vorrangiges Ziel war es aber, die bestmöglichen Leistungszahlen zu erzielen. Aus den Ausführungen wird deutlich, dass weitere Untersuchungen mit Zwischendruckverdampfung notwendig sind.

Zusammenfassend kann für die hier durchgeführten Untersuchungen gesagt werden, dass es im gesamten Messbereich zu einer guten Übereinstimmung zwischen den theoretischen und messtechnisch ermittelten Leistungszahlen kommt. Die Abweichungen, gerade bei tieferen Verdampfungstemperaturen zeigen, dass Potenziale zur Steigerung der Leistungszahlen in folgenden Punkten zu sehen sind:

- *Reduzierung der Aufheizung des Sauggases in der Niederdruckstufe*
- *Anfahren des optimalen Mittel- und Hochdrucks unter Vernachlässigung ökonomischer Aspekte*
- *Optimierung der Flüssigkeitsabscheidung beim Einsatz der äußeren Zwischenkühlung in der Tiefkühlung bzw. der zusätzlichen Mitteldruckverdampfung mit innerer Zwischenkühlung*

8.8 Vergleich zwischen den ermittelten Leistungszahlen an der CO₂-Tiefkühlanlage und anderen Systemen

Die realen Leistungszahlen der CO₂-Tiefkühlanlage werden in diesem abschließenden Kapitel mit anderen Systemen und Arbeitsstoffen verglichen. Die Abbildung 8.14 zeigt die realen Leistungszahlen einer Kaskade mit der Arbeitsstoffkombination Propan/Kohlendioxid im Vergleich zu den Werten, die an der CO₂-Kälteanlage mit äußerer Zwischenkühlung ermittelt wurden. Die Untersuchungen an der R290/R744-Kaskade [2.3] wurden ebenfalls am Institut für Angewandte Thermodynamik und Klimatechnik durchgeführt. Die Gegenüberstellung der Leistungszahlen erfolgte bei Kondensationstemperaturen von 20 und 30°C. Bei einer Kondensationstemperatur von 40°C (R290/R744) wurde für die zweistufige CO₂-Anlage die Messreihe bei einer Lufttemperatur von 30°C zu Grunde gelegt. Bei

einer Kondensationstemperatur von 20°C ist ein deutlicher energetischer Vorteil für die zweistufige CO₂-Anlage festzustellen. Begründet werden kann diese Abweichung durch die sehr guten Verdichterwirkungsgrade für CO₂ bei niedrigen Druckverhältnissen und den für den Wärmeübergang notwendigen Temperaturabstand im Kaskadenwärmeübertrager. Auch bei einer Kondensationstemperatur von 30°C und höheren Verdampfungstemperaturen ist der zweistufige CO₂-Prozess mit äußerer Zwischenkühlung energetisch immer noch günstiger. Erst ab einer Verdampfungstemperatur von -40°C ist die Kaskade gleichwertig. Bei einer Kondensationstemperatur von 40°C ($t_{\text{Luft, CO}_2} = 30^\circ\text{C}$) liegen die Leistungszahlen der Propan/CO₂-Kaskade für alle Verdampfungstemperaturen leicht oberhalb der zweistufigen Anlage. Somit kann festgehalten werden, dass die Kaskade mit den natürlichen Arbeitstoffen Propan und Kohlendioxid gegenüber der zweistufigen CO₂-Tiefkühlanlage mit äußerer Zwischenkühlung über das gesamte Jahr gesehen (Wetterstation Essen) deutliche energetische Nachteile haben wird. Zudem ist der sicherheitstechnische Aufwand beim Einsatz von brennbaren Kältemitteln erheblich und führt zu höheren Investitionskosten. Möchte man zusätzlich Kälte in der Normalkühlung bereitstellen, macht der Einsatz von brennbaren Kältemitteln einen sekundären Kühlkreislauf erforderlich, der den Energieaufwand gegenüber den hier beschriebenen direkten Verdampfungssystemen nochmals erhöhen wird.

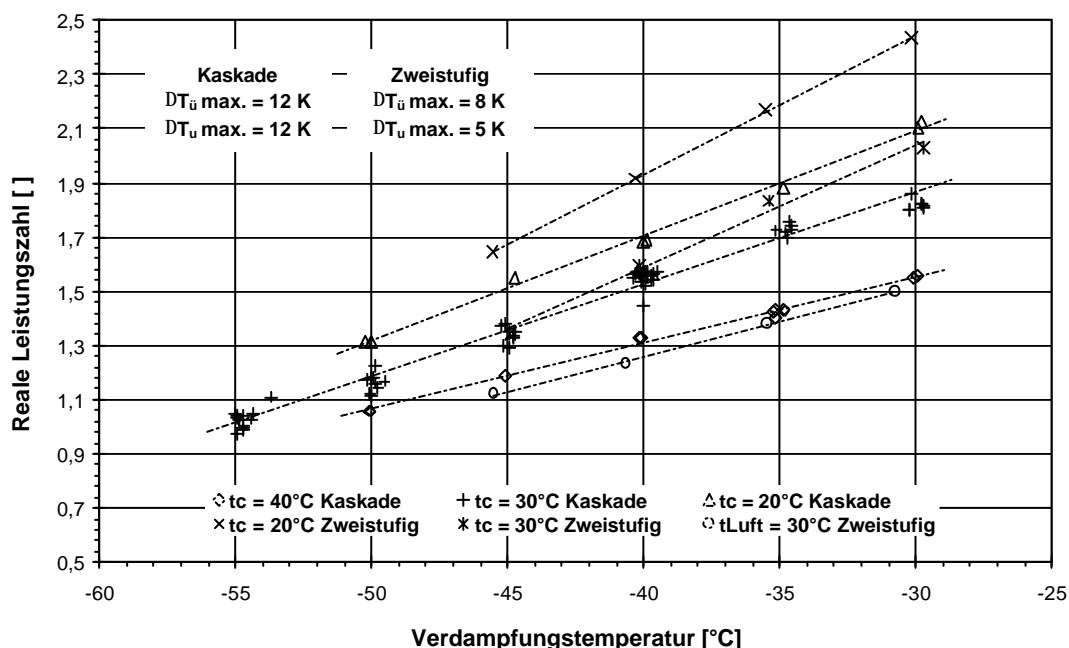


Abb. 8.14: Vergleich der Leistungszahlen einer Kaskadenanlage mit Propan/Kohlendioxid und der zweistufigen CO₂-Anlage mit äußerer Zwischenkühlung

Aus Sicht der Investitionskosten kann in den hiesigen Breitengraden auch auf eine äußere Zwischenkühlung verzichtet werden, denn auch beim Einsatz der inneren Zwischenkühlung liegen die Leistungszahlen gegenüber der Arbeitstoffkombination Propan/Kohlendioxid über das gesamte Jahr gesehen oberhalb der Werte der Kaskade (Abbildung 8.15). Nur bei einer Verdampfungstemperatur von -40°C und einer Lufttemperatur von 30°C ist die zweistufige CO_2 -Anlage energetisch schlechter. Dies lässt sich neben der Aufheizung des Sauggases durch den hohen eingespritzten Kältemittelmassenstrom begründen. Neben diesen Vergleichen zweier Anlagensysteme mit natürlichen Kältemitteln fließen in Abbildung 8.16 zusätzlich Untersuchungen einstufiger Prozesse mit synthetischen Kältemitteln ein.

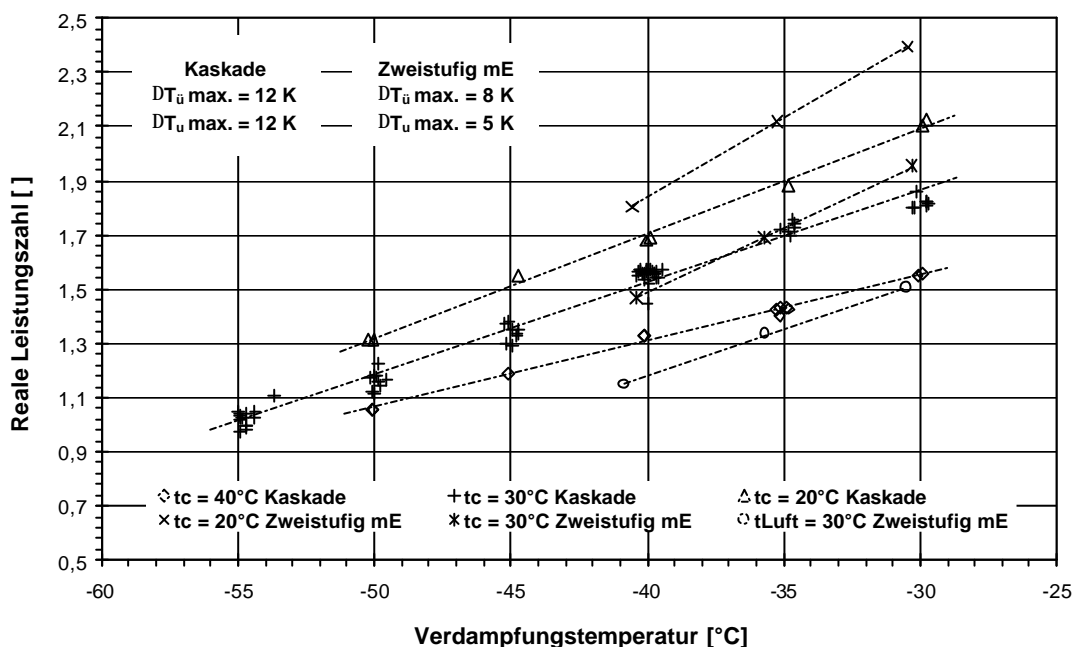


Abb. 8.15: Vergleich der Leistungszahlen einer Kaskadenanlage mit Propan/Kohlendioxid und der zweistufigen CO_2 -Anlage mit innerer Zwischenkühlung

Die Messreihen der einstufigen Anlagen wurden vom ILK Dresden zur Verfügung gestellt [8.2]. In diesen Untersuchungen kam ein offener Verdichter Typ F2 aus dem Hause Bock zum Einsatz. Sowohl die Leistungszahlen der Kaskadenkälteanlage als auch die der zweistufigen CO_2 -Kälteanlage mit äußerer Zwischenkühlung liegen deutlich über den einstufigen Prozessen. Das Kältemittel R404A fällt gegenüber R507 leicht und gegenüber R22 deutlich ab. Angeführt werden muss allerdings, dass eine zweistufige Kälteanlage mit R404A wesentlich bessere Leistungszahlen aufweisen wird, als die hier angeführten einstufigen Prozesse (siehe Kapitel 5). Zudem kann durch eine starke Unterkühlung des flüssigen Kältemittels in der

Tiefkühlung mit Hilfe der Normalkühlung eine deutliche Steigerung der Leistungszahl erzielt werden. Dann ist für den einstufigen Prozess aufgrund der besseren Verdichtergütegrade bei höheren Druckverhältnissen annähernd die Leistungszahl eines zweistufigen Prozesses möglich.

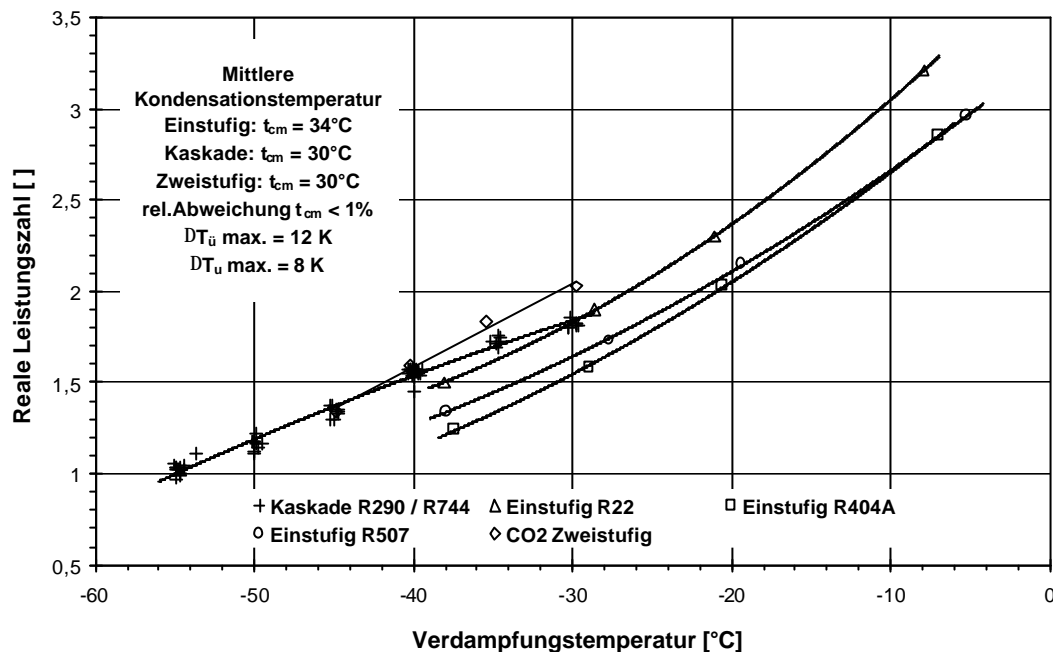


Abb. 8.16: Vergleich der realen Leistungszahlen R22, R404A, R507 (einstufig) mit Kaskade R290/R744 und R744 mit äußerer Zwischenkühlung (zweistufig)

Aus der Literatur konnten keine Messwerte an einer zweistufigen R404A-Anlage ausfindig gemacht werden. Daher wurde auf das Berechnungsprogramm aus dem Hause Bitzer zurückgegriffen [5.6]. Es bietet die Möglichkeit, reale Leistungszahlen für einen zweistufigen Prozess mit R404A nach Auswahl eines vorgegebenen Verdichtertyps zu berechnen. Allerdings handelt es sich um einen halbhermetischen Verdichtertyp. Daher wird die Leistungszahl auf die elektrische Leistung bezogen. Dies ist bei der nachfolgenden Gegenüberstellung zu berücksichtigen. Die Abbildung 8.17 stellt den Vergleich der Leistungszahlen der zweistufigen R404A-Kälteanlage mit Unterkühler (Abbildung 3.4) gegenüber den erreichten Leistungszahlen an der CO₂-Tiefkühlanlage mit äußerer Zwischenkühlung graphisch dar. Für eine Kondensationstemperatur von 20°C ist der CO₂-Prozess durchschnittlich um 9% besser als der R404A-Prozess. Auch bei einer Kondensationstemperatur von 30°C liegen die Abweichungen konstant bei 9% zugunsten der zweistufigen CO₂-Kälteanlage. Selbst wenn man den Motorwirkungsgrad mit in Betracht zieht, liegen

die Leistungszahlen für die CO₂-Kälteanlage immer noch deutlich höher. Erst ab einer Kondensationstemperatur von 40°C, korrespondierend zu einer Lufttemperatur von 30°C bei CO₂, liegen die Werte der Leistungszahlen bei R404A geringfügig über denen von CO₂. Über das gesamte Jahr gesehen (Wetterstation Essen) ist daher klar festzuhalten, dass die CO₂-Systeme sowohl mit innerer als auch mit äußerer Zwischenkühlung klare energetische Vorteile gegenüber der optimierten R404A-Schaltung besitzen.

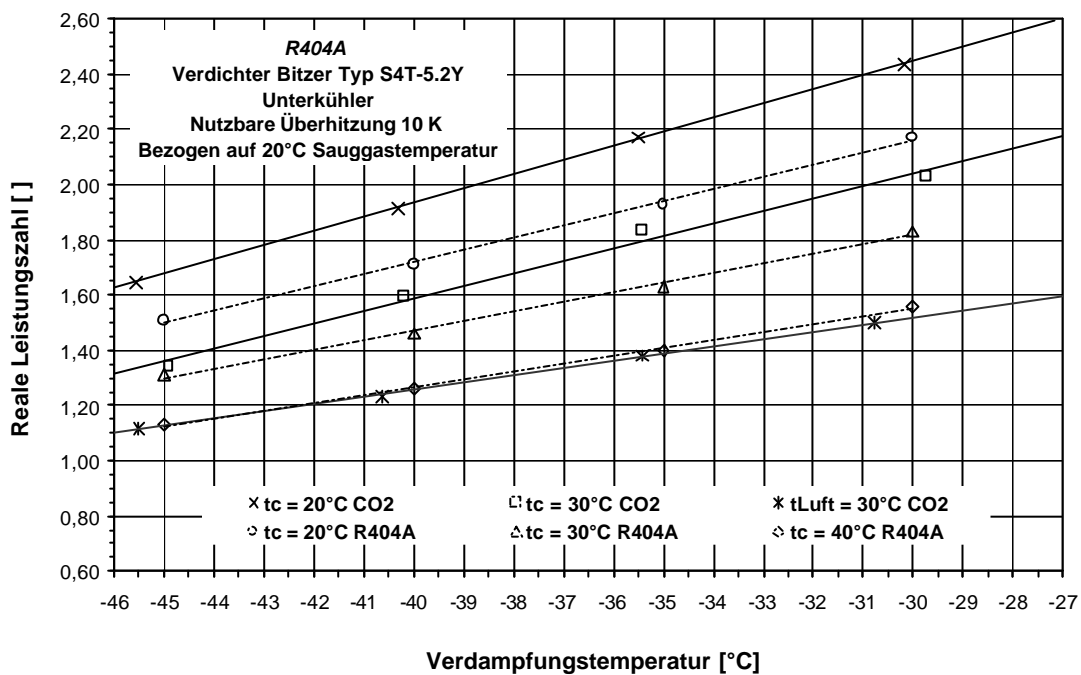


Abb. 8.17: Vergleich der Leistungszahlen einer zweistufigen R404A-Anlage mit der CO₂-Tiefkühlanlage mit äußerer Zwischenkühlung

9. Zusammenfassung und Ausblick

Als Grundlage für den energetischen Vergleich wurde ein Programm zur Kreisprozessberechnung der vorgestellten CO₂-Prozesse geschrieben. In diesem Programm können neben der Berechnung der üblichen Daten zur Auslegung einer CO₂-Anlage, die idealen Betriebsparameter bezüglich des optimalen Mittel- und Hochdrucks ermittelt werden.

In den theoretischen Ausführungen in der ersten Hälfte dieser Arbeit wird durch die Kreisprozessberechnungen an unterschiedlichen zweistufigen CO₂-Kälteanlagen gezeigt, dass das Kohlendioxid im Vergleich zu R404A durchaus als energetisch konkurrenzfähig erachtet werden muss. Aufgrund der sehr guten Verdichtereffizienzgrade bei niedrigen Druckverhältnissen und dem geringen „Temperaturverlust“ bei der Verdampfung in der Tiefkühlung, werden beim Einsatz der äußeren Zwischenkühlung Leistungszahlen erreicht, die fast ganzjährig (Klimastation Essen) höher liegen als bei R404A. Außer bei sehr hohen Lufttemperaturen besitzt das CO₂ durch den auftretenden Drucksprung beim Übergang zur transkritischen Fahrweise energetische Nachteile.

Auch das vorgestellte Anlagensystem mit innerer Zwischenkühlung ist über das gesamte Jahr gesehen gegenüber einer R404A-Anlage als gleichwertig einzustufen. Zudem bietet es gegenüber der äußeren Zwischenkühlung den Vorteil, keine zusätzlichen Kältemittelleitungen und keinen weiteren Wärmeübertrager installieren zu müssen.

Selbst bei einer Reduzierung des Mitteldrucks vom optimalen Wert auf 28 bar ($t_0 = -8^\circ\text{C}$), zeigen die angeführten Systeme mit äußerer und innerer Zwischenkühlung gegenüber einer konventionellen R404A-Anlage immer noch energetische Vorteile. Durch die Absenkung des Mitteldrucks können dann kostengünstigere Bauteile eingesetzt werden.

Die im theoretischen Teil dieser Arbeit gemachten Aussagen über das energetische Verhalten der CO₂-Tiefkühlanlagen sollten an einer ausgeführten Anlage bestätigt werden. Daher wurde eine zweistufige CO₂-Kälteanlage konzipiert, aufgebaut und energetisch beurteilt. Anhand von weitreichenden Untersuchungen an der ausgeführten Anlage konnten die berechneten Leistungszahlen aus Kapitel 5 eindeutig bestätigt werden. Auch der Vergleich mit anderen praktischen Ergebnissen an unterschiedlichen Systemen mit verschiedenen Kältemitteln hat deutlich gemacht,

welches Potenzial die hier vorgestellten zweistufigen CO₂-Anlagen zur Tiefkühlung haben.

Weiterhin wurden Systeme mit zusätzlicher Zwischendruckverdampfung zunächst rechnerisch untersucht. Aus den Ergebnissen wurde deutlich, dass die gleichzeitige Kältebereitstellung in der Normal- und Tiefkühlung mit einem einfachen Anlagensystem energetisch sinnvoll durchgeführt werden kann. Bei zusätzlicher Mitteldruckverdampfung ist das Verhältnis der Kälteleistung zu beachten. Legt man die Temperaturwerte der Wetterstation Essen zu Grunde, so ergibt sich rechnerisch für den Normalkühlbereich im Vergleich zu R404A über das gesamte Jahr gesehen ein gleichwertiges energetisches Verhalten. Sollen die CO₂-Anlagen bei höheren Lufttemperaturen betrieben werden, so können mit Hilfe eines inneren Wärmeübertragers in der Hochdruckstufe die Jahresarbeitszahlen um 9% gesteigert werden.

Auch hier sollten die theoretischen Berechnungen durch Messergebnisse an einer ausgeführten Anlage bestätigt werden. Dazu wurde die CO₂-Anlage zur Tiefkühlung mit einer zusätzlichen Mitteldruckverdampfung ausgerüstet. Wie in Kapitel 8 erläutert wurde, konnte aufgrund der zu geringen Leistung des Gaskühlers bzw. des zu hohen theoretischen Ansaugvolumenstroms (minimale Drehzahl) des Hochdruckverdichters das angestrebte Verhältnis der Kälteleistungen zwischen der Normal- und Tiefkühlung von 3:1 nicht angefahren werden. Daher wurden die praktischen Untersuchungen mit einem veränderten Verhältnis der Kälteleistungen durchgeführt und mit Berechnungen verglichen. Die Gegenüberstellung der Werte zeigte eine gute Übereinstimmung der theoretischen mit den praktischen Ergebnissen. Es standen leider keine Messdaten von R404A-Systemen mit zusätzlicher Kältebereitstellung in der Normalkühlung zur Verfügung. Somit konnte ein sinnvoller Vergleich von praktischen Messergebnissen nicht durchgeführt werden.

Aufgrund der hohen Dichte und der volumetrischen Kälteleistung bestechen die hier ausgeführten Anlagenschaltungen durch kleine Rohrleitungen und niedrige Ansaugvolumenströme. Die weitverbreitete Verbundanlagentechnik in der Supermarktkälte bietet für das Kohlendioxid eine ideale Voraussetzung. Gegenüber Propan und Ammoniak bietet das CO₂ den Vorteil in Direktverdampfungsanlagen

einsetzbar zu sein. Die energetischen und ökonomischen Vorteile dieser Systeme sind bereits beschrieben worden.

Die parallel arbeitenden Verdichter in der Hochdruckstufe könnten sehr kompakt und ohne großen Materialmehraufwand gefertigt werden. Sie besitzen aufgrund der Aufteilung des Gesamtansaugvolumenstroms auf mehrere Verdichter einen sehr niedrigen Einzelansaugvolumenstrom. Es müssen jedoch Langzeituntersuchungen an Hochdruckverdichtern durchgeführt werden, um die übliche Lebensdauer garantieren zu können. Neben den Verdichtern sind nur noch die Hochdruckdrossel und der eventuell einzusetzende innere Hochdruckwärmeübertrager bei zusätzlicher Mitteldruckverdampfung und hohen Lufttemperaturen als nicht standardisierte Bauteile einzustufen. Der Gaskühler unterscheidet sich aufgrund der geringen Rohrdurchmesser nur unwesentlich von herkömmlichen Kondensatoren.

Für die durchgeführten Untersuchungen gab es bezüglich der Ölrückführung keine Probleme. Das integrierte Ölabscheidersystem und die hohen Kältemittelgeschwindigkeiten sorgten für eine ständige Ölversorgung der Verdichter. Dies kann aber nicht ohne weiteres auf größere Systeme übertragen werden. Hier müssen weitere Untersuchungen zur Ölabscheidung und zum Ölwurf der Hochdruckverdichter folgen.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die hier vorgestellten CO₂-Systeme ein enormes Potenzial zur Verringerung des äquivalenten CO₂-Ausstoßes (TEWI) in Supermarkt-Kälteanlagen bieten. Inwieweit sich diese Technik in naher Zukunft entwickeln wird, hängt nicht zuletzt von politischen Entscheidungen ab.

10. Literaturverzeichnis

Kapitel 1

- 1.1 Plank, Rudolf**
„Entwicklung, Wirtschaftliche Bedeutung und Werkstoffe“
Handbuch der Kältetechnik, 1954, Band 1, Seite 66
Springer-Verlag Berlin/Göttingen/Heidelberg 1954
- 1.2 Göttsche, Georg**
„Die Kältemaschinen“
3. Auflage, 1907, Seite 187
Komm.-Verlag: Johannes Kriebel, Hamburg
- 1.3 Inokuty, H.**
„Zeichnerisches Verfahren zum Auffinden des günstigsten Kondensationsdruckes in Kohlensäure-Kältemaschinen“
Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie, 35 Jahrgang, Heft 9, 1928
- 1.4 Plank, Rudolf**
„Ueber den Ideal-Prozeß von Kältemaschinen bei Verbund-Kompression“
Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie, 35 Jahrgang, Heft 2, 1928
Seite 17-24
- 1.5 Midgley, Th.; Henne, A.L.**
Industr. Engng. Chem., Band 22, 1930, S. 542
- 1.6 Swarts, F.**
Bull. Acad. Roy. Belg., Band 24 1893, S. 309
- 1.7 Swarts, F.**
Bull. Acad. Roy. Belg., Band 38 1907, S. 339
- 1.8 Rowland, F.S.; Molina, M-J.**
“Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom catalyzed destruction of ozone”
Nature, Vol. 249, 1974
- 1.9 Umweltbundesamt**
“FCKW-Halon-Verbotsverordnung”
Bundesanzeiger vom 21.12.95
- 1.10 Greenpeace Homepage**
www.greenpeace.org/deutschland/

- 1.11 Lorentzen, Gustav**
“Application of natural refrigerants-A rational solution to a pressing problem”
Int. Conference on “Energy efficiency in refrigeration and global warming impact”, 1993
- 1.12 EU-Verordnung 2037/2000**
BMU-Eckpunktepapier zu den F-Gasen
September 2002

Kapitel 2

- 2.1 Steimle, Cube, Lotz, Kunis**
Lehrbuch der Kältetechnik, C.F. Müller Verlag
Band 1, 4. Auflage, 1997, Seite 254-255
- 2.2 Jungnickel, Agsten, Kraus**
Grundlagen der Kältetechnik, C.F. Müller Verlag
1. Auflage, 1981, S. 62
- 2.3 Steimle, Cube, Lotz, Kunis**
Lehrbuch der Kältetechnik, C.F. Müller Verlag
Band 1, 4. Auflage, 1997, Seite 256
- 2.4 Flacke, Norbert**
Dissertation an der Universität Essen, 1999
„Auslegung, Erstellung und energetische Beurteilung einer Kaskadenkälteanlage mit Kombinationen natürlicher Arbeitsstoffe R290/R744, R290/R170 und R290/R744-R170“
DKV-Forschungsbericht Nr. 60
- 2.5 Lax, E.; Synowietz, C.**
Taschenbuch für Chemiker und Physiker, Band 1
Makroskopische physikalisch-chemische Eigenschaften
Springer Verlag Berlin/Heidelberg/New York 1967

Kapitel 3

- 3.1 Stoecker, Wilbert F.**
Industrial Refrigeration Handbook
McGraw Hill, 1998, Seite 63-92
- 3.2 Haaf, S.; Heinbokel, B.**
Die Kälte- und Klimatechnik, KK9
„Supermarktkälteanlagen mit natürlichen Kältemitteln“
September 9/2002, S.32-39

- 3.3 Heinbokel, B.**
 Ki Luft- und Kältetechnik
„CO₂ als Kälte­träger und Kältemittel in der Supermarkt-Tiefkühlung“
 10/2001, Seite 484-488
- 3.4 Blindauer, C.; van Riesenbeck, G.**
 Ki Luft- und Kältetechnik
*„Betriebsverhalten von Ammoniak/Sole-Anlagen
 in zwei SB-Warenhäusern“*
 1/2000, Seite 28-32

Kapitel 4

- 4.1 Ratts, Eric B.; Brown, J. Steven**
 International Journal of Refrigeration
*“A generalized analysis for cascading single fluid vapor compression
 refrigeration cycles using an entropy generation minimization
 method”*
 23(2000), S. 353-365
- 4.2 Chen, J; Wu, C**
 Energy Convers. Mgmt
„Optimization of a two-stage combined refrigeration system“
 Vol. 37, NO. 3, S. 353-358, 1996
- 4.3 Czaplinski, St.**
 Allg. Wärmetechnik
„Über den optimalen Zwischendruck bei Kälteprozessen“
 Band 9, Heft 4/5, S. 93-96
- 4.4 Baumann, K; Blass, E.**
 Kältetechnik
*„Beitrag zur Ermittlung des optimalen Mitteldrucks bei zweistufigen
 Kaltdampf-Verdichter-Kältemaschinen“*
 13. Jahrgang, Heft 6, 1961, S. 210-216
- 4.5 Försterling, Lauterbach, Kaiser, Köhler**
 Ki Luft- und Kältetechnik
„Experimentelle Erprobung eines CO₂-Verdichters“
 6/2000, S. 264-268
- 4.6 Klöcker, Karsten**
 Dissertation an der Universität Essen, 2001
*„Experimentelle Untersuchung und energetische Bewertung eines
 gewerblichen Wärmepumpentrockners mit dem natürlichen
 Arbeitsstoff CO₂“*
 DKV Forschungsbericht Nr. 63

Kapitel 5

- 5.1 Steimle, Cube, Lotz, Kunis**
Lehrbuch der Kältetechnik, C.F. Müller Verlag
Band 2, 4. Auflage, 1997, Seite 1041-1053
- 5.2 Summerer, G.**
„Auslegungskriterien für CO₂-Verdampfer“
Güntner Symposium 2002
- 5.3 Summerer, G.**
„Vor- und Nachteile der thermodynamischen Leistungsberechnung“
Paper Güntner
- 5.4 Handbuch der Kältetechnik**
„Wärmeaustauscher“
Sechster Band, Teil B, Springer 1988
S. 435-491
- 5.5 Sonnekalb, Michael**
Dissertation an der Universität Braunschweig
„Einsatz von Kohlendioxid als Kältemittel in Busklimaanlagen und Transportkälteanlagen, Simulation und Messung“
DKV Forschungsbericht Nr. 67
- 5.6 Bitzer Software 3.3, 2002**
- 5.7 DIN Taschenbuch 156**
„Kältetechnik“,
4. Auflage, Seite 715, 11/2000
Beuth-Verlag
- 5.8 Stenzel, B.**
„Einfluss der Sauggasüberhitzung auf das Leistungsverhalten von Kältemittelverdichtern“
DKV-Tagungsband, Aachen 1985
- 5.9 Renz, H.; Kammhoff, F.**
Ki Luft- und Kältetechnik
„Halbhermetische Hubkolbenverdichter mit Propan im Vergleich zu R22 und R404A“
2/1996, S. 52-55
- 5.10 Köhler, J.; Kaiser, H.; Försterling, S.**
„Measurements of the Efficiency of a Carbon Dioxide Compressor for Bus Air Conditioning“
FKW-Seminar, Hannover, Juni 2001

Kapitel 6

- 6.1 Liao, S.M.; Zhao, T.S.; Jakobsen, A.**
“A correlation of heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles”
Applied Thermal Engineering, 20/2000, S. 831-841

Kapitel 7

- 7.1 Datenblatt RENISO C85E**
Datenblatt Kältemaschinenöle, Firma Fuchs
- 7.2 Bock, W**
„Kältemaschinenöle für natürliche Kältemittel“
DKV-Tagungsband II.1, Hamburg 1997
- 7.3 Span, R.**
„Eine neue Fundamentalgleichung für das fluide Zustandsgebiet von Kohlendioxid bei Temperaturen bis zu 1100 K und Drücken bis zu 800 MPa“
Forschungsberichte VDI-Reihe 6, Nr. 285, VDI-Verlag Düsseldorf 1993

Kapitel 8

- 8.1 Neska, Petter et al.**
“Development of Semi-Hermetic CO₂-Compressors”
20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, 1999
- 8.2 Ahnefeld, G.; Wobst, E.**
Anlagenleistungsmessungen einstufiger Prozesse mit
R22, R404A, R407C; R507
ILK Dresden

11. Anhang

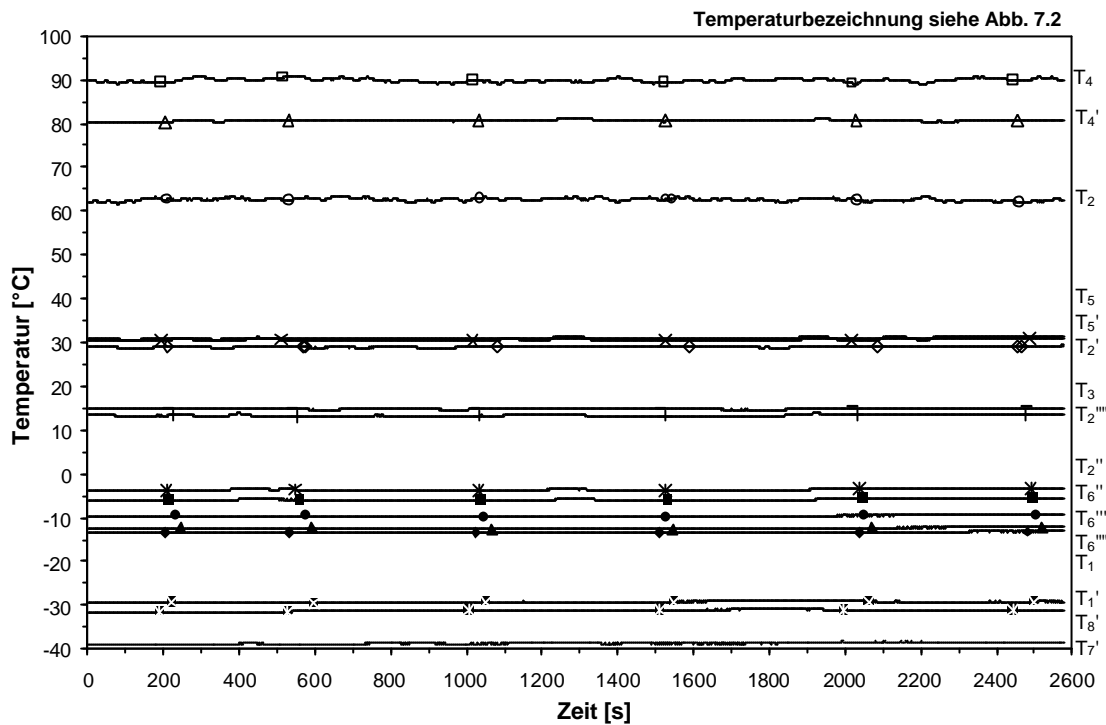


Abb. 11.1: Kältemittelseitige Temperaturaufzeichnung, Messreihe Bitzer Typ II/Bock mit äußerer Zwischenkühlung, Lufttemperatur 25°C, Verdampfungstemperatur -40°C

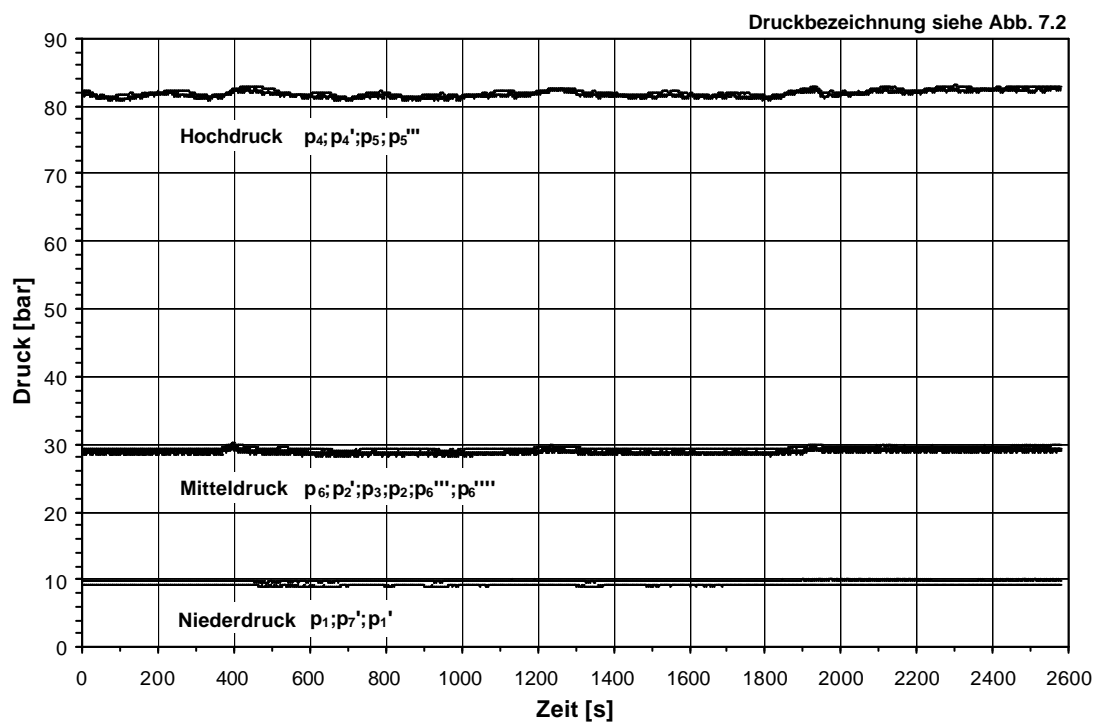


Abb. 11.2: Druckaufzeichnung, Messreihe Bitzer Typ II/Bock mit äußerer Zwischenkühlung, Lufttemperatur 25°C, Verdampfungstemperatur -40°C